

## Экспериментальные исследования кожухотрубного теплообменника с цилиндрическими турбулизаторами потока

Николай Юрьевич Никулин, Юлия Васильевна Елистратова

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова  
(БГТУ им. В.Г. Шухова); г. Белгород, Россия

### АННОТАЦИЯ

**Введение.** Перспективным направлением современных систем теплоснабжения является активное применение теплообменников. Теплообменники кожухотрубной конструкции достаточно распространены. Поэтому актуальна модернизация таких теплообменников с целью повышения основного параметра — коэффициента теплопередачи. Разработан теплообменник, у которого трубки оснащены пластинами с цилиндрическими турбулизаторами — ребрами цилиндрической формы. Проведены экспериментальные исследования нового теплообменника в условиях, соответствующих реальной системе теплоснабжения.

**Материалы и методы.** Использовался натурный стенд, который представляет собой независимую систему отопления здания. Основное оборудование стенда — электронагреватель мощностью 5 кВт, потребитель — радиаторы, исследуемый теплообменник с турбулизаторами, контрольно-измерительные приборы. Планирование эксперимента основано на температурном графике отпуска теплоты от котельной и температурном графике потребителя. Выполнены математическая обработка результатов, проверка значимости уравнений и коэффициентов.

**Результаты.** Для теплообменника с турбулизаторами экспериментальным способом получены значения коэффициента теплопередачи при различных температурах наружного воздуха периода отопления. Расхождения с расчетными данными составили не более 10 %, что допустимо. Получены зависимости коэффициента теплопередачи от температурного напора при скоростях теплоносителя в межтрубном пространстве 0,16 и 0,32 м/с. Результаты математической обработки показали, что эти зависимости являются адекватными, статистически значимо описывают результаты проведенных исследований. Установлено, что при скорости 0,16 м/с в среднем за отопительный период коэффициент теплопередачи исследуемого теплообменника с турбулизаторами получился больше на 22 %, чем у серийного; при скорости 0,32 м/с — на 23 % больше.

**Выводы.** Экспериментальные исследования подтвердили, что благодаря турбулизации теплоносителя коэффициент теплопередачи теплообменника с турбулизаторами в среднем увеличился на 23 %. Габариты такого теплообменника будут значительно меньше, чем серийного (ГОСТ 27590–2005). Конструкция теплообменной трубки с цилиндрическими турбулизаторами рекомендована для использования в кожухотрубных теплообменниках, а также для воздухоподогревателей, калориферов, экономайзеров.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** теплообменник, кожухотрубный, турбулизация, теплоноситель, коэффициент теплопередачи, теплоснабжение, турбулизатор, эксперимент

**Благодарности.** Работа выполнена в рамках реализации федеральной программы поддержки университетов «Приоритет 2030» с использованием оборудования на базе Центра высоких технологий БГТУ им. В.Г. Шухова. Исследования проводились в рамках гранта Президента Российской Федерации для ведущей научной школы № НШ-25.2022.4 с использованием оборудования Центра высоких технологий БГТУ В.Г. Шухова.

**ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ:** Никулин Н.Ю., Елистратова Ю.В. Экспериментальные исследования кожухотрубного теплообменника с цилиндрическими турбулизаторами потока // Вестник МГСУ. 2023. Т. 18. Вып. 12. С. 1966–1976. DOI: 10.22227/1997-0935.2023.12.1966-1976

Автор, ответственный за переписку: Николай Юрьевич Никулин, Nick\_973gt@mail.ru.

## Experimental studies of shell and tube heat exchanger with cylindrical flow turbulators

Nikolaj Yu. Nikulin, Yulia V. Elistratova

Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov  
(BSTU named after V.G. Shukhov); Belgorod, Russian Federation

### ABSTRACT

**Introduction.** Heat exchangers are important equipment in modern heat supply. This equipment is very common. Modernization of shell-and-tube heat exchangers is an important direction. The purpose of modernization is to increase the heat transfer coefficient. A heat exchanger which tubes are equipped with plates was developed. Cylindrical turbulators (ribs) are located on the plates. The experiment is important for the development of a new heat exchanger. The experimental conditions correspond to the real heat supply system.

**Materials and methods.** The full-scale stand was used for the experiment. The stand represents an independent heating system of the building. The planning of the experiment is based on the temperature schedule of the boiler house and the temperature schedule for the consumer. Mathematical processing of the results was carried out.

**Results.** For a heat exchanger (with turbulators), the values of the heat transfer coefficient were obtained at different outdoor temperatures during the heating period. The dependences of the heat transfer coefficient on the temperature difference are obtained. This was done at coolant velocities in the annular space of 0.16 and 0.32 m/s. Discrepancies are adequate, statistically significantly describe the results of the experiment. The heat transfer coefficient of the heat exchanger (with turbulators) turned out to be greater than that of the serial one. This parameter is 22 % more at a speed of 0.16 m/s, 23 % more at a speed of 0.32 m/s on average for the heating period.

**Conclusions.** The heat transfer coefficient increased for the heat exchanger with turbulators by an average of 23 %. The turbulence of the coolant affects this increase. The dimensions will be much smaller for such a heat exchanger than for an apparatus with smooth tubes. Tube with cylindrical turbulators is recommended for use in different equipment. This can be used in shell-and-tube heat exchangers, air heaters, heaters, economizers.

**KEYWORDS:** heat exchanger, shell-and-tube, turbulization, coolant, heat transfer coefficient, heat supply, turbulator, experiment

**Acknowledgements.** The work was realized in the framework of the Program "Priority 2030" on the base of the Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. The work was realized using equipment of High Technology Center at BSTU named after V.G. Shukhov. The research was carried out within the framework of the Grant of the President of the Russian Federation for the leading scientific school No. NSh-25.2022.4 using the equipment of the Center for High Technologies of the Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov.

**FOR CITATION:** Nikulin N.Yu., Elistratova Yu.V. Experimental studies of shell and tube heat exchanger with cylindrical flow turbulators. *Vestnik MGSU* [Monthly Journal on Construction and Architecture]. 2023; 18(12):1966-1976. DOI: 10.22227/1997-0935.2023.12.1966-1976 (rus.).

*Corresponding author:* Nikolaj Yu. Nikulin, Nick\_973gt@mail.ru.

## ВВЕДЕНИЕ

За период 2004–2020 гг. потребление тепловой энергии абонентами снизилось с 1382 до 1126 млн Гкал в год. Такой результат получился вследствие нескольких факторов: постоянного увеличения установленных приборов учета тепловой энергии, повышения теплозащитности зданий, постепенного наведения порядка в системах производства, транспорта и распределения теплоты. Последнее связано с осуществлением реконструкции систем теплоснабжения, что сопровождается применением высокоэффективного нового оборудования [1].

В состав такого оборудования включены кожухотрубные теплообменники, которые на протяжении всей истории развития системы теплоснабжения показали целесообразность применения. Использование этих теплообменников обосновано высокой эксплуатационной надежностью, а также сравнительно низкой стоимостью, простотой изготовления, возможностью применения рабочих веществ с разными агрегатными состояниями (водяной пар, отработанные горячие газы). Такое тепломеханическое оборудование позволяет существенно снижать затраты и ресурсы для приготовления теплоносителя, а также повышать качество теплоснабжения в целом.

Поэтому важно проводить научные исследования, направленные на повышение тепловых характеристик кожухотрубных теплообменников. В настоящее время в России и за рубежом имеется опыт разработки высокоэффективного теплообменного оборудования.

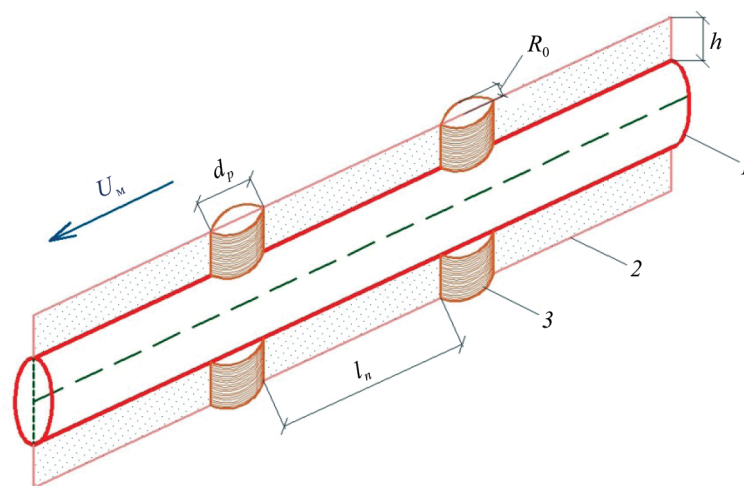
Сегодня наиболее распространены два способа повышения тепловых характеристик: организация движения теплоносителя в корпусе теплообменни-

ка и изменение геометрии поверхности теплообмена. Для реализации первого способа используются трубки с частично замкнутым объемом [2], концентрические трубки [3, 4], перегородки в форме спирали [5, 6], перегородки с отверстиями в форме треугольника (для трубок теплообменника) [7, 8], щелевые перегородки [9].

Для изменения геометрии поверхности теплообмена применяются Y-образные вставки с треугольной перфорацией в трубках [10], теплообменник со спиральными трубками [11–13], изменение поверхностной структуры с использованием лазера [14], кручение овальных труб с неравным шагом закрутки [15], пластинчато-ребристые трубки [16], спиральные трубки [17], трубки с лунками в виде полусферы на внутренней и внешней поверхностях [18], однорядные овальные лунки на поверхности [19] и однорядные овально-траншейные лунки [20] и др.

При разработке новой конструкции или модернизации поверхности теплообмена активно проводятся исследования с применением вычислительной гидродинамики и компьютерных технологий. Также актуальным по-прежнему является выполнение и экспериментальных исследований.

На кафедре теплогазоснабжения и вентиляции БГТУ им. В.Г. Шухова в рамках основных направлений научных исследований усовершенствован кожухотрубный теплообменник. За счет технических решений произведено улучшение нагревания жидкости в межтрубном пространстве по сравнению с серийным теплообменником (ГОСТ 27590–2005). В основе использован эффект повышения турбулизации нагреваемой жидкости при обтекании горячей поверхности нагрева. Это способствует снижению



**Рис. 1.** Измененная поверхность теплообмена кожухотрубного аппарата: 1 — трубка аппарата; 2 — пластина; 3 — цилиндрические турбулизаторы (ребра цилиндрической формы);  $U_m$  — скорость жидкости, м/с;  $R_0$  — радиус ребра;  $d_p$  — диаметр турбулизатора;  $l_n$  — расстояние между турбулизаторами;  $h$  — высота пластины

**Fig. 1.** Changed heat exchange surface of the shell-and-tube apparatus: 1 — apparatus tube; 2 — plate; 3 — cylindrical turbulators (ribs of cylindrical shape);  $U_v$  — fluid velocity;  $R_0$  — rib radius;  $d_p$  — turbulator diameter;  $l_n$  — distance between turbulators;  $h$  — plate height

ламинарного слоя у горячей поверхности теплообмена и увеличению передачи теплоты от этой поверхности к нагреваемому теплоносителю.

Таким образом, трубки кожухотрубного аппарата оснащены пластинами с цилиндрическими турбулизаторами. Это ребра, форма которых — цилиндрическая (рис. 1), благодаря чему жидкость турбулизируется [21]. Ребра расположены на таком расстоянии, что ребро и участок пластины между ребрами находятся в зоне повышенной турбулизации. Поверхность ребра и пластины соответственно является горячей. И, как отмечено выше, теплота от пластины и ребра интенсивнее передается к нагреваемой жидкости межтрубного пространства.

## МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Исследования работы теплообменника проводились экспериментальным способом. Цель исследований — сравнение коэффициентов теплопередачи двух теплообменников: серийного (ГОСТ 27590–2005) и разработанного (с повышенной турбулизацией потока, т.е. с турбулизаторами (патент РФ № 185391)).

Также при осуществлении исследований важно определить влияние на теплообменник с турбулизаторами следующих параметров теплоносителя:

- температура в греющем контуре, в подающем трубопроводе  $t_1$ , °C;
- скорость нагреваемой воды в межтрубном пространстве аппарата  $U_m$ .

### Описание работы установки

Исследования коэффициента теплопередачи выполнены на натурном стенде «Независимая си-

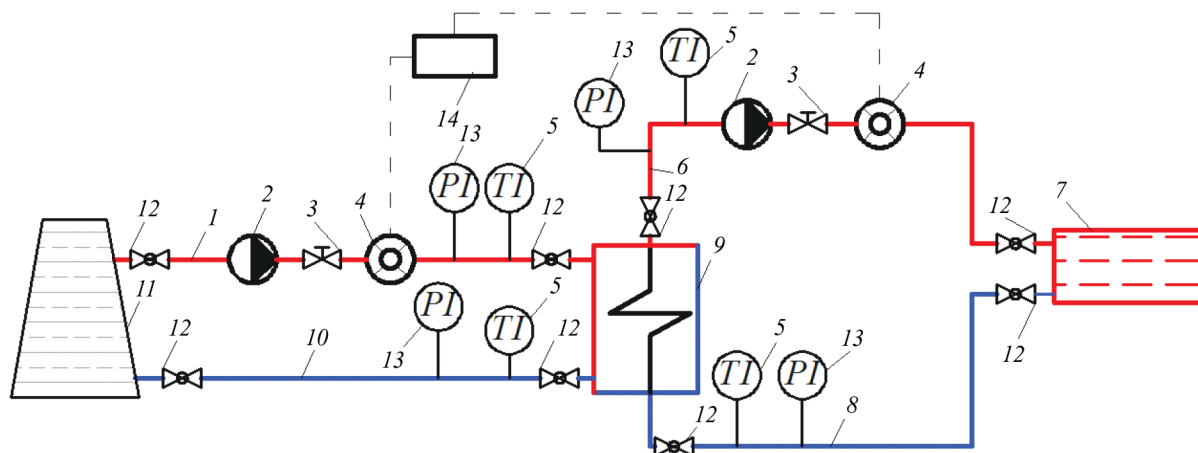
стема отопления здания» (рис. 2) [22]. Теплоносителем в системе является умягченная вода.

Система работает следующим образом. Теплоноситель нагревается в электрическом котле (мощностью 5 кВт) до температуры определенного значения. Это значение задается регулятором температуры котла. Затем горячий теплоноситель по подающему трубопроводу поступает в трубку исследуемого теплообменника с турбулизаторами (это греющий контур). Здесь теплоноситель остывает, отдавая теплоту в межтрубное пространство (нагреваемой жидкости). После теплообменника через обратный трубопровод остывшая вода поступает в котел для последующего нагрева до нужной температуры.

Межтрубное пространство аппарата является нагреваемым контуром. Здесь теплоноситель нагревается за счет обтекания горячей поверхности теплообмена (трубка, пластина и турбулизаторы). Далее посредством подающего трубопровода теплоноситель направляется к потребителю теплоты. В данной установке это радиатор системы. Здесь теплоноситель остывает, отдавая теплоту. После остывшая вода направляется (через обратный трубопровод нагреваемого контура) в теплообменник для нагревания.

### Температурный режим проведения эксперимента

Температурный режим со стороны котла (греющего контура) принят в соответствии с температурным графиком отпуска тепловой энергии: температура в подающем трубопроводе  $t_1 = 95$  °C, в обратном  $t_2 = 70$  °C. В нагреваемом контуре температурный режим составляет: в подающем трубопро-



**Рис. 2.** Натурный стенд «Независимая система отопления здания»: 1 — трубопровод подающий (в трубное пространство) от котла; 2 — насос в греющем контуре; 3 — регулятор потока; 4 — расходомер; 5 — датчик температуры; 6 — подающий трубопровод (нагреваемый контур, выход из межтрубного пространства аппарата); 7 — радиатор; 8 — обратный трубопровод (из радиатора, вход в межтрубное пространство теплообменника); 9 — теплообменник; 10 — обратный трубопровод (выход из трубного пространства к котлу); 11 — котел водогрейный электрический; 12 — кран; 13 — показывающий манометр; 14 — вычислитель количества теплоты

**Fig. 2.** Natural stand “Independent building heating system”: 1 — supply pipeline from the boiler (into the pipe space); 2 — heating circuit pump; 3 — flow controller; 4 — flow meter; 5 — temperature sensor; 6 — supply pipeline (heated circuit, exit from the intertube space of the apparatus); 7 — radiator; 8 — return pipeline (from the radiator, entrance to the intertube space of the heat exchanger); 9 — heat exchanger; 10 — return pipeline (pipe exit, to the boiler); 11 — electric hot water boiler; 12 — tap; 13 — indicating manometer; 14 — heat calculator

воде  $t_1 = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ , в обратном  $t_2 = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Температуры теплоносителя указаны для наиболее холодной пятидневки Белгородского региона. При температуре наружного воздуха  $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$ , т.е. в переходный период, температуры теплоносителя следующие:  $\tau_1 = 43\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $\tau_2 = 37,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $t_1 = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $t_2 = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

В исследованиях применялся кожухотрубный теплообменник с геометрическими размерами, которые представлены в табл. 1.

**Табл. 1.** Геометрические размеры изготовленного теплообменника

**Table 1.** Geometric dimensions of the manufactured heat exchanger

Геометрические размеры Geometric dimensions	Значение Meaning
Диаметр корпуса Case diameter	$32 \times 3\text{ мм} / \text{mm}$
Диаметр трубки Tube diameter	$10 \times 1\text{ мм} / \text{mm}$
Диаметр турбулизатора Turbulator diameter	$8\text{ мм} / \text{mm}$
Длина аппарата Machine length	$1\text{ м} / \text{m}$
Высота пластины Plate height	$4\text{ мм} / \text{mm}$

## Прямые и косвенные измерения величин экспериментальных исследований

При исследованиях производились прямые измерения. Таким образом измерялась температура теплоносителя,  $^{\circ}\text{C}$ :

- 1) на входе в трубку (или греющий контур)  $\tau_1$ ;
- 2) на выходе из трубки (или греющий контур)  $\tau_2$ ;
- 3) на входе в межтрубное пространство (или нагреваемый контур)  $t_2$ ;
- 4) на выходе из межтрубного пространства (или нагреваемый контур)  $t_1$ .

Для этого использовали датчик температуры ТПС-Pt500 в комплекте с тепловычислителем Взлет ТСПВ-042.

Измерялся также расход теплоносителя в трубном  $G_{\text{тр}}$ ,  $\text{м}^3/\text{ч}$ , и межтрубном  $G_{\text{мтр}}$ ,  $\text{м}^3/\text{ч}$ , пространстве. Для этого применялся расходомер Взлет Ду 15 мм с тепловычислителем Взлет ТСПВ-042.

Геометрические параметры пластины и ребра измерялись штангенциркулем ШЦ-1, у которого цена деления составляет  $0,1\text{ мм}$ .

Также производились косвенные измерения. Количество тепловой энергии за единицу времени, Вт, отданное греющим контуром к нагреваемому, определялось следующим образом:

$$Q = 1,66 \cdot G_{\text{тр}} (\tau_1 - \tau_2). \quad (1)$$



Среднегарифмический температурный напор  $\Delta t_{\text{ср}}$ , °С, теплообменника (далее — температурный напор) рассчитывался по формуле:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(\tau_1 - t_1) - (\tau_2 - t_2)}{2,3 \lg \frac{\tau_1 - t_1}{\tau_2 - t_2}}. \quad (2)$$

Площадь межтрубного пространства теплообменника, м<sup>2</sup>, (поперечное сечение) определяется по выражению:

$$f_{\text{мтр}} = \frac{\pi(D_{\text{вн}}^2 - d_{\text{тр}}^2)}{4}, \quad (3)$$

где  $D_{\text{вн}}$  — внутренний диаметр корпуса, м;  $d_{\text{тр}}$  — внешний диаметр трубки, м. Площадь межтрубного пространства составила 0,00045 м<sup>2</sup> (с учетом прямых и косвенных измерений).

Средняя скорость воды  $U_{\text{м}}$ , м/с, в межтрубном пространстве рассчитывается так:

$$U_{\text{м}} = \frac{G_{\text{мтр}}}{3600 f_{\text{мтр}}}, \quad (4)$$

с использованием формулы (3) получим:

$$U_{\text{м}} = \frac{4G_{\text{мтр}}}{3600\pi(D_{\text{вн}}^2 - d_{\text{тр}}^2)}. \quad (5)$$

Коэффициент теплопередачи аппарата  $K$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), рассчитывается по известной формуле:

$$K = \frac{Q}{\Delta t_{\text{ср}} F}, \quad (6)$$

где  $F$  — площадь поверхности теплообмена аппарата, которая составляет 0,0552 м<sup>2</sup>. Данная величина посчитана исходя из геометрии поверхности теплообмена.

### Количество опытов

Известно, что в системе теплоснабжения температура воды в теплопроводах зависит от температуры наружного воздуха. Поэтому коэффициент теплопередачи теплообменника с турбулизаторами необходимо исследовать на протяжении всего отопительного периода. То есть следует изучить функционирование данного параметра аппарата в наиболее характерных температурных режимах. Прежде всего важно исследовать теплообменник при температурах подающего трубопровода, которые со-

ответствуют началу и концу отопительного сезона. По действующим «Правилам технической эксплуатации тепловых энергоустановок» требуется подавать тепловую энергию для жилых и общественных зданий, когда в течение пяти суток среднесуточная температура наружного воздуха достигает значения +8 °С и менее. При этом подача теплоэнергии завершается, если также в течение пяти суток среднесуточная температура достигает отметки +8 °С и выше.

Стоит учесть, что оборудование в теплоснабжении подбирается на самые неблагоприятные температурные условия окружающей среды. Поэтому логично проанализировать работу аппарата при температуре наиболее холодной пятидневки. Для Белгородского региона это значение составляет –24 °С. Но максимальная температура воды на выходе из котла — 87 °С, что по температурному графику соответствует температуре наружного воздуха –17.

С целью получения объективных результатов исследования использованы дополнительные значения температуры наружного воздуха, расположенные в интервале [–17; +8] °С: –15; –10; –5; 0; +5 °С.

Таким образом, принят диапазон температур наружного воздуха: –17; –15; –10; –5; 0; +5; +8 °С. И для этих температур соответственно по температурному графику отпуска тепловой энергии (95; 70) °С определены температуры теплоносителя в подающем трубопроводе греющего контура. По этим температурам для серийного теплообменника посчитаны по формуле (2) температурный напор и по формуле (5) скорости жидкости  $U_{\text{м}}$ ,  $U_{\text{тр}}$ . Такие же скорости и температурные напоры использованы для исследования теплообменника с турбулизаторами. Величина температуры на входе в трубное пространство принята одинаковой для серийного и теплообменника с турбулизаторами (табл. 2).

Расчетным способом по СП 41-101-95 определены скорости теплоносителя трубного  $U_{\text{тр}}$ , м/с, и межтрубного  $U_{\text{м}}$ , м/с, пространства:

- опыт 1:  $U_{\text{тр}} = 1,2$  м/с,  $U_{\text{м}} = 0,16$  м/с;
- опыт 2:  $U_{\text{тр}} = 1,2$  м/с,  $U_{\text{м}} = 0,39$  м/с.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

После проведения эксперимента и получения результатов производилась математическая обра-

Табл. 2. Температурный режим эксперимента

Table 2. Temperature regime of the experiment

Температура наружного воздуха, °С Outdoor temperature, °С	+8	+5	0	–5	–10	–15	–17
Температура на входе в трубное пространство, °С (задается на котле) Temperature at the inlet to the pipe space, °С (set on the boiler)	43	47,7	56,9	65,6	74,1	82,3	85,0
Температурный напор (рассчитанный), °С Temperature pressure (calculated), °С	2,53	3,11	4,25	6,12	7,97	9,72	11,0

ботка данных. Для этого применен метод наименьших квадратов. Получены зависимости коэффициента теплопередачи от температурного напора (7) и (8) по итогам обработки результатов соответственно первого и второго опыта:

$$K = 1024 + 50\Delta t_{\text{cp}}; \quad (7)$$

$$K = 1717 + 85\Delta t_{\text{cp}}. \quad (8)$$

Критерий Фишера с уровнем значимости 5 % при этом составил  $F_{(6; 5; 5\%)}^T = 5$  (значение, найденное по таблице). В ходе математической обработки по результатам первого опыта критерий Фишера составил  $F_1^{\text{он}} = 0,04$ , и второго —  $F_2^{\text{он}} = 0,08$ . Сравнивая табличные и расчетные критерии Фишера  $F_{(6; 5; 5\%)}^T > F_1^{\text{он}}$  и  $F_{(6; 5; 5\%)}^T > F_2^{\text{он}}$ , можно заключить: зависимости (7) и (8) адекватны и описывают

результаты натурных исследований статистически значимо.

Также построен график зависимости коэффициента теплопередачи от температурного напора для серийного (по действующему СП 41-101-95) и теплообменника с турбулизаторами (с использованием экспериментальных данных). Произведен расчет коэффициента теплопередачи теплообменника с турбулизаторами. При этом использованы ранее проведенные теоретические исследования [21, 22] (табл. 3). Применен температурный режим системы, принятый для эксперимента.

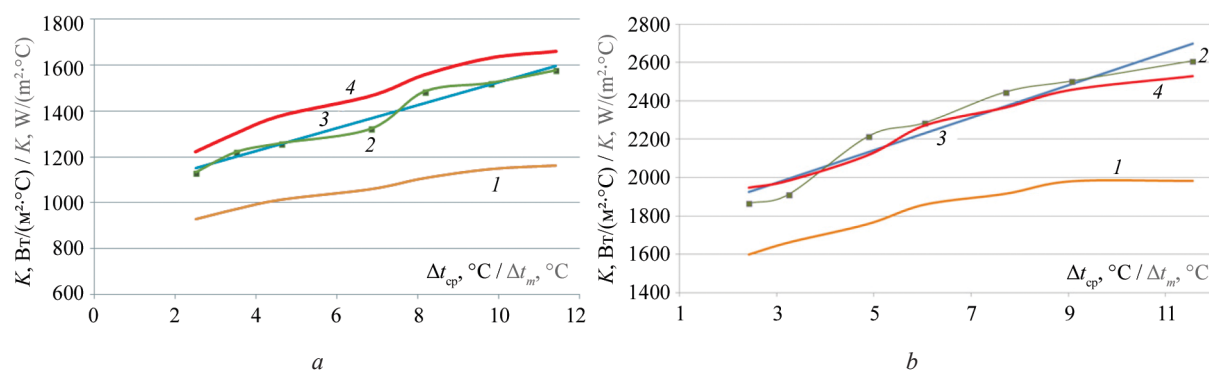
Ниже представлены графики зависимости величины коэффициента теплопередачи от температурного напора для двух аппаратов: серийного и разработанного с турбулизаторами (рис. 3).

Табл. 3. Итоги экспериментальных исследований

Table 3. Results of experimental studies

Температура наружного воздуха, °C Outside air temperature, °C	+8	+5	0	–5	–10	–15	–17
Температурный напор серийного теплообменника $\Delta t_{\text{cp}}$ , °C (по СП 41-101-95) Temperature pressure of a serial heat exchanger $\Delta t_m$ , °C (according to the Code of Practice 41-101-95)	2,58	3,11	4,25	6,12	7,97	9,72	11
<i>1-й опыт: <math>U_m = 0,16</math> м/с / 1st experience: <math>U_m = 0.16</math> m/s</i>							
Температурный напор $\Delta t_{\text{cp}}$ , °C, по данным эксперимента Temperature pressure $\Delta t_m$ , °C, according to the experiment	2,51	3,51	4,63	6,85	8,18	9,81	11,42
Коэффициент теплопередачи $K$ , Вт/(м²·°C) Heat transfer coefficient $K$ , W/(m²·°C)							
серийного теплообменника serial heat exchanger	933	977	1020	1066	1110	1150	1161
разработанного теплообменника с турбулизаторами, экспериментальный результат developed heat exchanger with turbulators, experimental result	1132	1221	1260	1323	1486	1523	1578
разработанного теплообменника с турбулизаторами, расчетное значение of the developed heat exchanger with turbulators, the calculated value	1224	1304	1381	1467	1559	1632	1660
Различие расчетного значения и экспериментального результата коэффициента теплопередачи для теплообменника с турбулизаторами, % The difference between the calculated value and the experimental result of the heat transfer coefficient for a heat exchanger with turbulators, %	8	6	9	10	5	7	5
<i>2-й опыт: <math>U_m = 0,32</math> м/с / 2nd experience: <math>U_m = 0.32</math> m/s</i>							
Температурный напор $\Delta t_{\text{cp}}$ , °C, по данным эксперимента Temperature pressure $\Delta t_m$ , °C, according to the experiment	2,43	3,25	4,89	6,05	7,72	9,07	11,56
Коэффициент теплопередачи $K$ , Вт/(м²·°C) Heat transfer coefficient $K$ , W/(m²·°C)							
серийного теплообменника serial heat exchanger	1599	1661	1759	1860	1917	1982	1983
разработанного теплообменника с турбулизаторами, экспериментальный результат developed heat exchanger with turbulators, experimental result	1867	1913	2216	2286	2447	2503	2608

Температура наружного воздуха, °C Outside air temperature, °C	+8	+5	0	–5	–10	–15	–17
разработанного теплообменника с турбулизаторами, расчетное значение developed heat exchanger with turbulators, the calculated value	1948	1985	2119	2273	2367	2459	2530
Различие расчетного значения и экспериментального результата коэффициента теплопередачи для теплообменника с турбулизаторами, % The difference between the calculated value and the experimental result of the heat transfer coefficient for a heat exchanger with turbulators, %	4	4	5	1	3	2	3



**Рис. 3.** Зависимость коэффициента теплопередачи от температурного напора в первом опыте для кожухотрубных теплообменников: 1 — серийного (составлена на основании расчета по СП 41-101-95); 2 — с турбулизаторами (составлена на основании экспериментальных данных); 3 — по результатам обработки данных эксперимента; 4 — по расчетным данным разработанного с турбулизаторами

**Fig. 3.** Dependence of the heat transfer coefficient on the temperature pressure in the first experiment for shell-and-tube heat exchangers: 1 — serial (it is compiled on the basis of the calculation according to the Code of Practice (Russia) 41-101-95); 2 — with turbulators (it is based on experimental data); 3 — it was compiled based on the results of processing the experimental data; 4 — it is compiled according to the calculated data developed with turbulators

Проанализируем зависимость коэффициента теплопередачи от температурного напора в один из характерных периодов наступления отрицательных температур от 0 до –5 °C. В этот интервал попадает и среднее значение температуры воздуха отопительного периода Белгородского региона, что составляет –1,8 °C. Таким образом, при снижении температуры от 0 до –5 °C коэффициент теплопередачи серийного аппарата возрастает на 4,5 %. При этих же условиях коэффициент теплопередачи теплообменника с турбулизаторами повышается на 8,8 %. В промежутке наиболее низких температур от –10 до –17 °C коэффициент теплопередачи серийного аппарата возрастает на 4,6 %, а с турбулизаторами — на 6,5 %. То есть увеличение передачи тепловой энергии от греющего контура к нагреваемому в теплообменнике с турбулизаторами происходит интенсивнее. В среднем за отопительный период коэффициент теплопередачи аппарата с турбулизаторами выше на 22 %, по сравнению с серийным.

Важно обозначить, что коэффициент теплопередачи у аппарата с турбулизаторами растет интенсивнее, чем у серийного (при росте температурного напора). При скорости теплоносителя в межтрубном пространстве 0,16 м/с фактором для этого может служить конвекция, т.е. имеет место интенсификация вихревого движения. Это происходит из-за увеличения разности температур между (нагретой) поверхностью теплообмена и (нагреваемым) теплоносителем.

Во втором опыте рассмотрим также снижение температуры наружного воздуха от 0 до –5 °C. При этом возрастание коэффициента теплопередачи серийного теплообменника составляет 5,7 %. Это незначительно больше, чем у исследуемого с турбулизаторами, т.е. 4,6 %. Но в интервале снижения температур от –10 до –17 °C возрастание коэффициента теплопередачи теплообменника с турбулизаторами составляет 7 %, что больше, по сравнению с серийным (у которого 3,4 %). Следовательно, в этом случае влияние конвекции на теплоотдачу

в теплообменнике с турбулизаторами выше (т.е. при больших температурах теплоносителя). В среднем коэффициент теплопередачи разработанного аппарата выше на 23 %, по сравнению серийным.

Анализируя проведенные эксперименты, можно заключить, что увеличение коэффициента  $K$  (с ростом температурного напора) для теплообменника с турбулизаторами происходит в целом интенсивнее, чем у серийного.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОБСУЖДЕНИЕ

Принимая к сведению исследования авторов [13], полученные результаты экспериментальных исследований, можно сделать следующее заключение. К повышению коэффициента теплопередачи в разработанном теплообменнике приводит турбулизация потока нагреваемой жидкости (в межтрубном пространстве). Интенсивность влияния турбулизации зависит от величины температурного напора, а значит от разности температур между нагретой поверхностью теплообмена и нагреваемого теплоносителя. Чем выше параметр  $\Delta t_{\text{ср}}$ , тем значи-

тельное влияние турбулизации на величину коэффициента  $K$ . Это можно объяснить тем, что в таком случае выше разность температур между нагретой поверхностью и нагреваемым теплоносителем. Следовательно, имеет место интенсификация вихревого движения, в том числе и за счет тепловой конвекции. В целом с повышением температурного напора растет и коэффициент теплопередачи.

Получены также зависимости коэффициента теплопередачи от среднего температурного напора по результатам данных эксперимента и математической обработки.

При одном и том же значении температурного напора коэффициент теплопередачи теплообменника с турбулизаторами выше в среднем на 23 %, по сравнению с серийным.

Исследования показали, что эффект повышенной турбулизации увеличивает коэффициент теплопередачи тепломеханического оборудования. Такие технические решения перспективно использовать при разработке воздухоподогревателей, калориферов, экономайзеров, парогенераторов и другого теплообменного оборудования.

## СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. О состоянии теплоэнергетики и централизованного теплоснабжения в Российской Федерации в 2020 г. // Новости теплоснабжения. 2022. № 3 (231). С. 12–22.
2. Жаров А.В., Павлов А.А., Фавстов В.С., Горшков Р.В. Исследование процессов в теплообменнике-утилизаторе теплоты отработанных газов дизельной когенерационной установки транспортного средства методами компьютерной гидродинамики // Фундаментальные исследования. 2013. № 10–15. С. 3321–3327. EDN SWOBNV.
3. Букин В.Г., Хо В.Х. Повышение эффективности теплообмена в кожухотрубных испарителях судовых холодильных установок // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2013. № 1. С. 90–94. EDN PWXXIN.
4. Rădulescu S., Negoită L.I., Onuțu I. Analysis of the heat transfer in double and triple concentric tube heat exchangers // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2016. Vol. 147. P. 012148. DOI: 10.1088/1757-899X/147/1/012148
5. Ajithkumar M.S., Ganesh T., Math M.C. Analysis to study the effects of inclined baffles on fluid flow in a shell and tube heat exchanger // International Journal of Research in Advent Technology. 2014. Vol. 2. Issue 7. Pp. 164–175. DOI: 10.22055/jacm.2020.32925.2103
6. Mellal M., Benzeguir R., Sahel D., Ameer H. Hydro-thermal shell-side performance evaluation of a shell and tube heat exchanger under different baffle arrangement and orientation // International Journal of Thermal Sciences. 2017. Vol. 121. Pp. 138–149. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2017.07.011
7. Swapnil S.K., Barve Shivprakash B. Effect of different types of baffles on heat transfer & pressure drop of shell and tube heat exchanger : a review // International Journal of Current Engineering and Technology. 2017. Vol. 7. Pp. 358–362.
8. Gurram V.T., Rao K.V.N. Numerical investigation on heat transfer and fluid flow of shell-side for shell and tube heat exchanger with hexagonal vent baffle by using CFD // International Journal of Mechanical Engineering and Technology. 2017. Vol. 8. Issue 5. Pp. 995–1009.
9. Patil P.C., Deshmukh M.S. Performance improvement of heat exchanger using slotted baffle // International Journal of Current Engineering and Technology. 2011. Vol. 5. Pp. 161–164. DOI: 10.14741/ijcet/22774106/spl.5.6.2016.31
10. Pandey L., Singh S. Numerical analysis for heat transfer augmentation in a circular tube heat exchanger using a triangular perforated Y-shaped insert // Fluids. 2021. Vol. 6. Issue 7. DOI: 10.3390/fluids6070247



11. Xu S., Zheng J., Jian Y. Spiral tube type fused salt direct-flow heat exchanger // State Intellectual Property Office of the P.R.C. 2021. Vol. 185. Pp. 95–101.
12. Xu W., Liu Z., Huang S., Zhuang Y. Evaluation and development of a predictive model for conjugate phase change heat transfer of energy storage system partially filled with porous media // Energy Storage and Saving. 2022. Vol. 1. Issue 4. Pp. 293–308. DOI: 10.1016/j.enss.2022.08.001
13. Круглов Г.А., Бакунин В.В., Андреева М.В. Теоретические исследования взаимосвязи степени турбулизации потока с коэффициентом теплоотдачи // Вестник КрасГАУ. 2015. № 6 (105). С. 67–73. EDN UDTLYH.
14. Jalil S.A., ElKabbash M., Zhang J., Singh S., Zhan Z., Guo C. Multipronged heat-exchanger based on femtosecond laser-nano/microstructured Aluminum for thermoelectric heat scavengers // Nano Energy. 2020. Vol. 75. P. 104987. DOI: 10.1016/j.nanoen.2020.104987
15. Luo C., Song K.W., Tagawa T. Heat transfer enhancement of a double pipe heat exchanger by co-twisting oval pipes with unequal twist pitches // Case Studies in Thermal Engineering. 2021. Vol. 28. P. 101411. DOI: 10.1016/j.csite.2021.101411
16. Lindqvist K., Skaugen G., Meyer O.H.H. Plate fin-and-tube heat exchanger computational fluid dynamics model // Applied Thermal Engineering. 2021. Vol. 189. P. 116669. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116669
17. Abu-Hamdeh N.H., Alsulami R.A., Rawa M.J.H., Aljinaidi A.A., Alazwari M.A., Eltaher M.A. et al. A detailed hydrothermal investigation of a helical micro double-tube heat exchanger for a wide range of helix pitch length // Case Studies in Thermal Engineering. 2021. Vol. 28. P. 101413. DOI: 10.1016/j.csite.2021.101413
18. Кунтыш В.Б., Сухоцкий А.Б., Яцевич А.В. Тепловая эффективность вихревой интенсификации теплоотдачи газового потока при продольном и поперечном обтекании круглотрубных поверхностей. Часть 1 // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. 2015. № 3. С. 68–75. EDN TXJDOV.
19. Исаев С.А., Леонтьев А.И., Корнев Н.В., Хассель Э., Чудновский Я.П. Интенсификация теплообмена при ламинарном и турбулентном течении в узком канале с однорядными овальными лунками // Теплофизика высоких температур. 2015. Т. 53. № 3. С. 390. DOI: 10.7868/S0040364415030060. EDN TQQVTX.
20. Исаев С.А., Грицкевич М.С., Леонтьев А.И., Попов И.А., Судаков А.Г. Аномальная интенсификация турбулентного отрывного течения в наклоненных однорядных овально-траншейных лунках на стенке узкого канала // Теплофизика высоких температур. 2019. Т. 57. № 5. С. 797–800. DOI: 10.1134/S0040364419040082. EDN DSKPAK.
21. Никулин Н.Ю., Шеремет Е.О., Алифанова А.И., Яковлев В.А. Определение геометрии поверхности теплообмена измененной формы в кожухотрубном теплообменнике // Вестник гражданских инженеров. 2022. № 6 (95). С. 117–124. DOI: 10.23968/1999-5571-2022-19-6-117-124. EDN ZVKFRN.
22. Куцев Л.А., Никулин Н.Ю., Овсянников Ю.Г., Алифанова А.И. Современные способы интенсификации работы кожухотрубных теплообменных аппаратов систем теплоснабжения // Известия вузов. Инвестиции. Строительство. Недвижимость. 2018. Т. 8. № 2 (25). С. 130–140. EDN USULIA.

Поступила в редакцию 26 апреля 2023 г.

Принята в доработанном виде 2 мая 2023 г.

Одобрена для публикации 15 мая 2023 г.

**ОБ АВТОРАХ:** Николай Юрьевич Никулин — кандидат технических наук, доцент кафедры теплогазоснабжения и вентиляции; Белгородский государственный технологический университет имени В.Г. Шухова (БГТУ им. В.Г. Шухова); 308012, г. Белгород, ул. Костюкова д. 46; SPIN-code: 5453-9273, ResearcherID: AAF-9961-2022, ORCID: 0000-0003-3433-3957; Nick\_973gt@mail.ru;

Юлия Васильевна Елистратова — кандидат технических наук, доцент кафедры теплогазоснабжения и вентиляции; Белгородский государственный технологический университет имени В.Г. Шухова (БГТУ им. В.Г. Шухова); 308012, г. Белгород, ул. Костюкова д. 46; РИНЦ ID: 853532, Scopus: 57201772844, ORCID: 0000-0003-1989-0632; tgv.info@mail.ru.

Вклад авторов:

Никулин Н.Ю. — научное руководство, обзор современного состояния вопроса, концепция исследования, разработка программы исследований и ее реализация, написание исходного текста, итоговые выводы.

Елистратова Ю.В. — обзор современного состояния вопроса, участие в разработке программы исследований и реализация, доработка текста, итоговые выводы.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

## REFERENCES

1. On the state of heat power engineering and centralized heat supply in the Russian Federation in 2020. *Heat Supply News*. 2022; 3(231):12-22. (rus.).
2. Zharov A.V., Pavlov A.A., Favstov V.S., Gorshkov R.V. Research of heat exchanger utilizers fulfilled gases of diesel cogeneration unit vehicle method of computer fluid dynamics. *Fundamental Research*. 2013; 10-15:3321-3327. EDN SWOBNV. (rus.).
3. Bukin V.G., Ho V.H. Improving heat transfer efficiency of shell and tube evaporators of marine refrigerating installations. *Vestnik AGTU. Marine engineering and Technology*. 2013; 1:90-94. EDN PWXXIN. (rus.).
4. Rădulescu S., Negoită L.I., Onuțu I. Analysis of the heat transfer in double and triple concentric tube heat exchangers. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2016; 147:012148. DOI: 10.1088/1757-899X/147/1/012148
5. Ajithkumar M.S., Ganesha T., Math M.C. Analysis to Study the Effects of Inclined Baffles on Fluid Flow in a Shell and Tube Heat Exchanger. *International Journal of Research in Advent Technology*. 2014; 2(7):164-175. DOI: 10.22055/ijacm.2020.32925.2103
6. Mellal M., Benzeguir R., Sahel D., Ameer H. Hydro-thermal shell-side performance evaluation of a shell and tube heat exchanger under different baffle arrangement and orientation. *International Journal of Thermal Sciences*. 2017; 121:138-149. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2017.07.011
7. Swapnil S.K., Barve Shivprakash B. Effect of Different types of Baffles on Heat Transfer & Pressure Drop of Shell and Tube Heat Exchanger : a review. *International Journal of Current Engineering and Technology*. 2017; 7:358-362.
8. Gurram V.T., Rao K.V.N. Numerical investigation on heat transfer and fluid flow of shell-side for shell and tube heat exchanger with hexagonal vent baffle by using CFD. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*. 2017; 8(5):995-1009.
9. Patil P.C., Deshmukh M.S. Performance improvement of heat exchanger using slotted baffle. *International Journal of Current Engineering and Technology*. 2011; 5:161-164. DOI: 10.14741/ijcet/22774106/spl.5.6.2016.31
10. Pandey L., Singh S. Numerical analysis for heat transfer augmentation in a circular tube heat exchanger using a triangular perforated Y-shaped insert. *Fluids*. 2021; 6(7). DOI: 10.3390/fluids6070247
11. Xu S., Zheng J., Jian Y. Spiral tube type fused salt direct-flow heat exchanger. *State Intellectual Property Office of the P.R.C.* 2021; 185:95-101.
12. Xu W., Liu Z., Huang S., Zhuang Y. Evaluation and development of a predictive model for conjugate phase change heat transfer of energy storage system partially filled with porous media. *Energy Storage and Saving*. 2022; 1(4):293-308. DOI: 10.1016/j.enss.2022.08.001
13. Kruglov G.A., Bakunin V.V., Andreeva M.V. Theoretical studies of the interrelation of the flow turbulization degree with the heat irradiation coefficient. *Bulletin of KrasSAU*. 2015; 6(105):67-73. EDN UDTLYH. (rus.).
14. Jalil S.A., ElKabbash M., Zhang J., Singh S., Zhan Z., Guo C. Multipronged heat-exchanger based on femtosecond laser-nano/microstructured Aluminum for thermoelectric heat scavengers. *Nano Energy*. 2020; 75:104987. DOI: 10.1016/j.nanoen.2020.104987
15. Luo C., Song K.W., Tagawa T. Heat transfer enhancement of a double pipe heat exchanger by Co-Twisting oval pipes with unequal twist pitches. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2021; 28:101411. DOI: 10.1016/j.csite.2021.101411
16. Lindqvist K., Skaugen G., Meyer O.H.H. Plate fin-and-tube heat exchanger computational fluid dynamics model. *Applied Thermal Engineering*. 2021; 189:116669. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116669
17. Abu-Hamdeh N.H., Alsulami R.A., Rawa M.J.H., Aljinaidi A.A., Alazwari M.A., Eltaher M.A. et al. A detailed hydrothermal investigation of a helical micro double-tube heat exchanger for a wide range of helix pitch length. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2021; 28:101413. DOI: 10.1016/j.csite.2021.101413
18. Kunttysh V.B., Sukhotskiy A.B., Yatsevich A.V. Thermal effectiveness of the gas flow vortical heat-release intensification at axial and transversal flowing-around the round-tubular surfaces. Part 1. *Energetika. Proceedings of CIS higher education institutions and power engineering associations*. 2015; 3:68-75. EDN TXJDOV. (rus.).
19. Isaev S.A., Leontiev A.I., Kornev N.V., Hassel E., Chudnovskii Y.P. Heat transfer intensification for laminar and turbulent flows in a narrow channel with one-row oval dimples. *Teplofizika Vysokikh Temperatur*. 2015; 53(3):390. DOI: 10.7868/S0040364415030060. EDN TQQVTX. (rus.).
20. Isaev S.A., Popov I.A., Gritkevich M.S., Sudakov A.G., Leontiev A.I. Anomalous intensification of a turbulent separated flow in inclined, single-row, oval-trench dimples on the wall of a narrow channel. *Teplofizika Vysokikh Temperatur*. 2019; 57(5):797-800. DOI: 10.1134/S0040364419040082. EDN DSKPAK. (rus.).
21. Nikulin N.U., Sheremet E.O., Alifanova A.I., Yakovlev V.A. Determining the geometry of the modified shape heat transfer surface in the shell-and-tube heat exchanger. *Bulletin of Civil Engineers*. 2022; 6(95):117-124. DOI: 10.23968/1999-5571-2022-19-6-117-124. EDN ZVKFRN. (rus.).

22. Kushchev L.A., Nikulin N.Yu., Ovsyanikov Yu.G., Alifanova A.I. Modern methods for the intensification of shell and tube heat exchangers in heat supply systems. *Proceedings of Universities. Investment. Construction. Real Estate*. 2018; 8(2):(25):130-140. EDN USULIA. (rus.).

*Received April 26, 2023.*

*Adopted in revised form on May 2, 2023.*

*Approved for publication on May 15, 2023.*

**BIONOTES:** **Nikolaj Yu. Nikulin** — Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Heat and Gas Supply and Ventilation; **Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov (BSTU named after V.G. Shukhov)**; 46 Kostyukova st., Belgorod, 308012, Russian Federation; SPIN-code: 5453-9273, ResearcherID: AAF-9961-2022, ORCID: 0000-0003-3433-3957; Nick\_973gt@mail.ru;

**Yuliya V. Elistratova** — Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Heat and Gas Supply and Ventilation; **Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov (BSTU named after V.G. Shukhov)**; 46 Kostyukova st., Belgorod, 308012, Russian Federation; ID RSCI: 853532, Scopus: 57201772844, ORCID: 0000-0003-1989-0632; tgv.info@mail.ru.

*Authors' contribution:*

*Nikolaj Yu. Nikulin — scientific management, review of the current state of the issue, research concept, development of a research program and its implementation, writing the original text, final conclusions.*

*Yuliya V. Elistratova — review of the current state of the issue, participation in the development of the research program and implementation, text revision, final conclusions.*

*The authors declare no conflict of interest.*