

Оригинальная статья / Original article

УДК 66.042.882+621.362

<https://doi.org/10.21869/2223-1560-2025-29-4-38-52>

Исследование комбинированных систем утилизации теплоты: анализ влияния режимных параметров и геометрических характеристик на эффективность рекуперации тепла

В.С. Ежов¹, А.П. Бурцев¹✉

¹ Юго-Западный государственный университет
ул. 50 лет Октября, д. 94, г. Курск 305040, Российская Федерация

✉ e-mail: ap_burtsev@mail.ru

Резюме

Цель исследования. В статье приводится математическое описание процесса теплопередачи при комбинированной утилизации низкопотенциальной теплоты сбросных газов и вентиляционных выбросов в каналах многослойного пластинчатого рекуператора.

Методы. Проведены сравнительный анализ критериев Эйлера на основе теории подобия в горячем канале для различных конфигураций турбулизаторов в комбинированных системах утилизации низкопотенциальной теплоты, определить, как скоростные режимы воздушных потоков влияют на коэффициент теплопередачи, а также тепловую и электрическую эффективности в процессах утилизации вторичных и возобновляемых энергоресурсов с попутной генерацией термоэлектричества.

Результаты. Установлено преимущество шахматной конфигурации цилиндрических турбулизаторов в исследуемом рекуператоре по сравнению с коридорной и реберной схемами их расположения, для чего был использован сравнительный анализ критериев Эйлера на основе теории подобия. Создана математическая модель тепловых процессов с разливным расположением цилиндрических турбулизаторов (шахматным, коридорным), в пластинчатом рекуператоре в квазистационарном тепловом режиме. Предложена методика определения коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи комплексного многослойного пластинчатого рекуператора с повышенной турбулизацией теплоносителей.

Заключение. Исследование показало, что шахматная конфигурация цилиндрических турбулизаторов значительно повышает эффективность теплопередачи по сравнению с другими схемами, что делает ее предпочтительной для использования в горячих каналах пластинчатых рекуператоров систем комбинированной утилизации низкопотенциальной теплоты. Разработанная математическая модель позволяет прогнозировать и оптимизировать тепловые процессы, учитывая влияние турбулизаторов. Методика определения коэффициентов теплоотдачи обеспечивает высокую точность расчетов, а сравнительный анализ критериев Эйлера на основе теории подобия подтвердил преимущество шахматной схемы. Были также определены области режимных параметров и влияния геометрических характеристик турбулизаторов на эффективность процесса рекуперации тепла, что подчеркивает важность их оптимизации.

Ключевые слова: рекуператор; утилизация; низкопотенциальная теплота; турбулизатор; термоэлектричество; критерий Эйлера; энергоэффективность.

Конфликт интересов: Авторы декларируют отсутствие явных и潛итиальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Финансирование: работа выполнена в рамках реализации программы развития ФГБОУ ВО «Юго-Западный государственный университет» проекта «Приоритет 2030» и государственного задания №075-03-2025-526.

Для цитирования: Ежов В.С., Бурцев А.П. Исследование комбинированных систем утилизации теплоты: анализ влияния режимных параметров и геометрических характеристик на эффективность рекуперации тепла // Известия Юго-Западного государственного университета. 2025; 29(4): 38-52. <https://doi.org/10.21869/2223-1560-2025-29-4-38-52>.

Поступила в редакцию 07.09.2025

Подписана в печать 16.10.2025

Опубликована 22.12.2025

Investigation of combined heat recovery systems: analysis of the influence of operating parameters and geometric characteristics on the efficiency of heat recovery

Vladimir S. Yezhov¹, Alexey P. Burtsev¹✉

¹ Southwest State University
50 Let Oktyabrya str. 94, Kursk 305040, Russian Federation

✉ e-mail: ap_burtsev@mail.ru

Abstract

Purpose of research. The article provides a mathematical description of the heat transfer process during the combined utilization of low-potential waste heat and ventilation emissions in the channels of a multilayer plate heat exchanger.

Methods. To carry out a comparative analysis of the Eulerian criteria based on the theory of similarity in a hot channel for various configurations of turbulators in combined low-potential heat recovery systems, to determine how high-speed modes of air flows affect the heat transfer coefficient, as well as thermal and electrical efficiency in the processes of recycling secondary and renewable energy resources with associated thermoelectric generation.

Results. The advantage of the staggered configuration of cylindrical turbulators in the recuperator under study is established in comparison with the corridor and rib schemes of their arrangement, for which a comparative analysis of Euler criteria based on similarity theory was used. A mathematical model of thermal processes with a filling arrangement of cylindrical turbulators (checkerboard, corridor) in a plate heat exchanger in a quasi-stationary thermal regime has been created. A method for determining the coefficients of heat transfer and heat transfer of a complex multilayer plate heat exchanger with increased turbulence of heat carriers is proposed.

Conclusion. The study showed that the staggered configuration of cylindrical turbulators significantly increases the efficiency of heat transfer compared to other schemes, which makes it preferable for use in hot channels of plate heat recuperators of combined low-potential heat recovery systems. The developed mathematical model makes it possible to predict and optimize thermal processes, taking into account the influence of turbulators. The method of determining heat transfer coefficients ensures high accuracy of calculations, and a comparative analysis of Euler criteria based on similarity theory has confirmed the advantage of the chess scheme. The areas of operating parameters and the influence of the geometric characteristics of the turbulators on the efficiency of the heat recovery process were also determined, which underlines the importance of their optimization.

Keywords: heat recovery; recycling; low-potential heat; turbulator; thermoelectricity; Euler criterion; energy efficiency.

Conflict of interest. The Authors declare the absence of obvious and potential conflicts of interest related to the publication of this article.

Funding: the work was carried out within the framework of the Southwestern State University Development Program of the Priority 2030 project and state assignment No. 075-03-2025-526.

For citation: Yezhov V. S., Burtsev A. P. Investigation of combined heat recovery systems: analysis of the influence of operating parameters and geometric characteristics on the efficiency of heat recovery. *Izvestiya Yugo-Zapadnogo gosudarstvennogo universiteta = Proceedings of the Southwest State University*. 2025; 29(4): 38-52 (In Russ.). <https://doi.org/10.21869/2223-1560-2025-29-4-38-52>.

Received 07.09.2025

Accepted 16.10.2025

Published 22.12.2025

Введение

В современном мире вопросы энергоэффективности и рационального использования ресурсов становятся все более актуальными [1-5]. Комбинированные системы утилизации низкопотенциальной теплоты представляют собой перспективное направление для повышения энергоэффективности и снижения экологического воздействия, включают в себя пластинчатые рекуператоры с модифицированными плоскими многослойными теплообменными стенками в конструкцию которых встроены полупроводниковые элементы Пельтье для попутной генерации термоэлектричества, что позволяет эффективно использовать вторичные и возобновляемые энергоресурсы [6-12].

Одним из ключевых факторов, влияющих на эффективность таких систем, является конфигурация турбулизаторов в горячих и холодных каналах рекуператоров. Турбулизаторы увеличивают площадь теплообмена между теплоносителями, что способствует более эффективному теплообмену [13-16]. Однако выбор рациональной конфигурации турбулизаторов требует глубокого анализа и учета множества факторов, такие как ско-

ростные режимы потоков, геометрические характеристики¹ [17-19].

Материалы и методы

Исследование современных методик определения аэродинамического сопротивления пучков труб позволяет оценить преимущество того или иного подхода. В частности, оценим возможности обребрения без турбулизаторов и обребрения с турбулизаторами, смонтированных на ребрах как по коридорной, так и по шахматной схемам.

Исходя из этого необходимо напомнить, что общее количество тепла Q_{xi} , отдаваемого ребром с турбулизаторами в холодном канале, может быть охарактеризовано обобщенной формулой, включающей в себя все три возможных случая, которые отличаются третьим слагаемым $\alpha_{ti} \Theta_{xi} F_t z_{ti}$, где $i = 0, \text{ш}, \text{к.}$:

$$Q_{xi} = \alpha_p \Theta_{xi} F_p A + \alpha_c \Theta_{xi} F_c + \alpha_{ti} \Theta_{xi} F_t z_{ti}, \quad (1)$$

где α_p , α_c , α_{ti} – соответственно коэффициенты теплоотдачи ребра, стенки и турбулизатора, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; F_p , F_c , F_t –

¹ Бурцев А. П. Комплексная утилизация теплоты сбросных газов и вентиляционных выбросов в многослойном пластинчатом рекуператоре: дис. ... канд. техн. наук. Белгород, 2023. 202 с.

площади торца прямоугольного ребра, боковой стенки ребра и поверхности турбулизатора, м^2 ; A – безразмерный

параметр: $A = \frac{\text{th}(ml_p)}{ml_p}$; m – параметр:

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_p}{\lambda_p \delta_p}}, \text{ 1/m; } \delta_p \text{ – периметр ребра м;}$$

λ_p – коэффициент теплопроводности ребра, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; z_{ti} – число турбулизаторов.

Температурный напор стенки ребра в холодном канале при различной конфигурации расположения турбулизаторов:

$$\Theta_{xi} = t_{cxi} - \bar{t}_{xi}. \quad (2)$$

где t_{cxi} – температура стенки ребра в холодном канале, К; \bar{t}_{xi} – соответственно средняя температура стенки ребра в холодном канале, К.

Очевидно, что отсутствие турбулизаторов на ребрах не дает дополнительных завихрений воздуха, что обнуляет появление дополнительного тепла, т. е. при $i = 0$, $\alpha_0 = 0$.

В противном случае их монтаж позволяет произвести рекуперацию тепла и слагаемое из соотношения (1) α_{ti} , Θ_{xi} , F_T , z_{ti} неравно 0, где $i = \text{ш}, \text{к}$.

Рассмотрим тепловой баланс для вариантов конструкции, содержащих цилиндрические турбулизаторы в горячем и холодном каналах. Известно, что мощность на валу вентилятора, позволяющего прокачивать теплоноситель (газ, пар, воздух) через канал, определяется по формуле:

$$N = \frac{V \Delta P}{\eta} = \frac{G \Delta P}{\rho \eta}, \quad (3)$$

где V – объемный расход теплоносителя, $\text{м}^3/\text{с}$; G – массовый расход теплоносителя, $\text{кг}/\text{с}$; ΔP – полное аэродинамическое сопротивление, $\text{Н}/\text{м}^2$; ρ – плотность теплоносителя, $\text{кг}/\text{м}^3$; η – КПД вентилятора.

Следует отметить, что мощность N частично расходуется на создание теплового потока Q в горячем канале:

$$Q = N \eta \eta_k, \quad (4)$$

где η_k – КПД канала установки.

Теория подобия позволяет использовать критерий Эйлера Eu для оценки эффективности работы горячего или холодного канала рекуператора, учитывая соотношение:

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho w^2}. \quad (5)$$

Из выражения Eu следует, что данный параметр пропорционален перепаду давления ΔP , который формируется в канале в зависимости от конфигурации турбулизаторов на ребрах конструкции.

Учитывая соотношения (3) – (5), перейдем к исследованию теплового потока Q_{ti} , возникшего в произвольном канале при различной конфигурации турбулизаторов:

$$Q_{xti} = \eta_{ti} G w^2 Eu_{ti}, \quad (6)$$

где $i = \text{ш}, \text{к}$, причем: $Q_{tш}$, $\eta_{tш}$, $Eu_{tш}$ – шахматные параметры; $Q_{tк}$, $\eta_{tк}$, $Eu_{tк}$ – коридорные параметры; w – скорость холодного потока в произвольном канале, $\text{м}/\text{с}$.

С учетом (5) и (6), заменив Θ_{xi} на Θ_i для произвольного канала, получим коэффициент теплоотдачи α_{ti} для i конфигурации турбулизаторов:

$$\alpha_{xti} \Theta_i F_T z_{ti} = \eta_K G w^2 Eu_{ti}. \quad (7)$$

Из (7) следует

$$\alpha_{ti} = \frac{\eta_{ti} G w^2 Eu_{ti}}{\Theta_i F z_{ti}}, \quad (8)$$

где $\eta_K = t_{cr_i} - \bar{t}_i$, η_k , G , w , F_T , z_{ti} – константы.

Введем обозначение

$$M_{ti} = \frac{\eta_{ti} G w^2}{\Theta_i F z_{ti}}. \quad (9)$$

Учитывая (9), представим формулу (8) в виде

$$\alpha_{ti} = M_{ti} Eu_{ti}. \quad (10)$$

Проведя аналогичное предварительное рассуждение, можно получить коэффициенты теплоотдачи α_{tri} и α_{txi} соответственно для холодного и горячего каналов:

$$\alpha_{tri} = M_{tri} Eu_{tri}, \alpha_{txi} = M_{txi} Eu_{txi}. \quad (11)$$

Формулы (11) можно объединить в одну

$$\alpha_{tji} = M_{tji} Eu_{tji}, \quad (12)$$

где при $j = g$ – горячий канал; $i = x$ – холодный канал.

В этом случае, например, если $j = g$, $i = k$, получим α_{tkk} – коэффициент теплоотдачи турбулизаторов при коридорной конфигурации в горячем канале.

Ниже проведем сравнительный анализ эффективности рекуператора при различной конфигурации турбулизаторов соответственно в холодном и горячем каналах, используя теорию подобия.

Результаты и их обсуждение

В исследуемом рекуператоре представлены двухрядные монтажные схемы цилиндрических турбулизаторов в виде шахматного и коридорного пучков соответственно (рис. 1 и 2). На указанных схемах заданы значения поперечного шага $s_1 = 50$ мм и продольного шага $s_2 = 16$ мм. На каждом коридорном ребре смонтировано $z_k = 10$ турбулизаторов, на каждом шахматном ребре соответственно $z_{sh} = 9$ турбулизаторов. Схема установки представляет собой параллелипипед, разделенный на 7 каналов: 4 канала для прохода горячего потока, 3 канала для прохода холодного потока. Каналы имеют размеры: $a = 300$ мм = 0,3 м; $b = 40$ мм = 0,04 м каждый.

Предварительно вычислим Eu_{tji} ($i = sh, k$), сравним их значения для шахматных и коридорных каналов, ориентируясь на среднюю температуру в произвольном канале. Для этого воспользуемся данными эксперимента и набором теоретических формул.

Для шахматных пучков возможны следующие случаи:

$$1 - \frac{d}{s'_2} \\ - \text{если } \frac{s'_2}{s_1 - 1} \leq 0,53, \text{ то}$$

$$Eu_{tgsh} = 1,4(z_{tsh} + 1) Re_{tgsh}^{-0,25}, \quad (13)$$

$$1 - \frac{d}{s'_2} \\ - \text{если } \frac{s'_2}{s_1 - 1} > 0,53, \text{ то}$$

$$Eu_{tgsh} = 1,93(z_{tsh} + 1) \sqrt{1 - \frac{d}{s'_2}} \frac{Re_{tgsh}^{-0,25}}{s_1 - 1}. \quad (14)$$

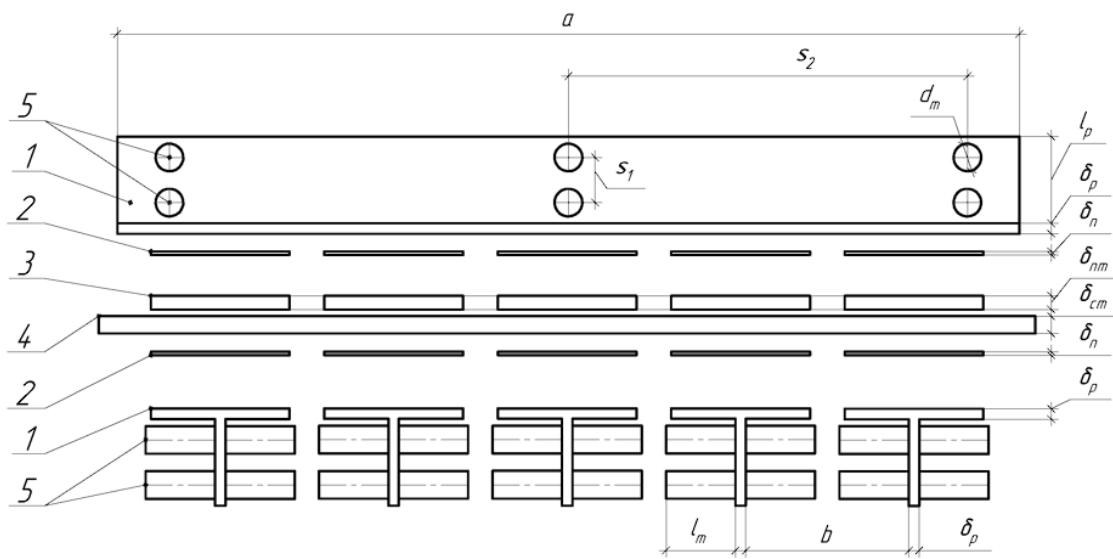


Рис. 1. Схема многослойной стенки с коридорным расположением турбулизаторов:
1 – алюминиевый Т-образный радиатор; 2 – термическая прокладка; 3 – элемент Пельтье; 4 – алюминиевая стенка рекуператора; 5 – цилиндрические турбулизаторы

Fig. 1. Diagram of a multilayer wall with a corridor arrangement of turbulators: 1 – aluminum T-shaped radiator; 2 – thermal gasket; 3 – Peltier element; 4 – aluminum recuperator wall; 5 – cylindrical turbulators

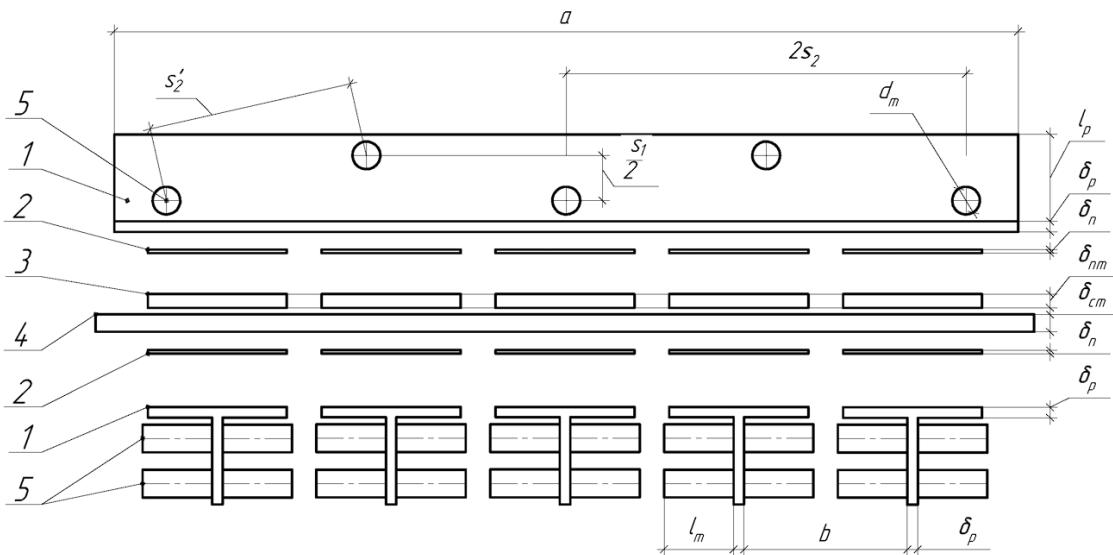


Рис. 2. Многослойная стенка с шахматным расположением турбулизаторов:
1 – алюминиевый Т-образный радиатор; 2 – термическая прокладка; 3 – элемент Пельтье; 4 – алюминиевая стенка рекуператора; 5 – цилиндрические турбулизаторы

Fig. 2. Multilayer wall with staggered turbulators: 1 – aluminum T-shaped radiator; 2 – thermal gasket; 3 – Peltier element; 4 – aluminum recuperator wall; 5 – cylindrical turbulators

Из рис. 1 и 2 следует: $d = 8$ мм.

Для определения формулы расчета числа Эйлера необходимо определить диагональный шаг расположения турбулизаторов:

$$s'_2 = \sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2} = \sqrt{25^2 + 16^2} = \\ = \sqrt{881} \approx 26,2488,$$

$$\text{далее: } \frac{1 - \frac{d}{s'_2}}{\frac{s_1}{d} - 1} \approx \frac{1 - \frac{8}{26,2488}}{\frac{50}{8} - 1} \approx 0,1324 < 0,53.$$

В этом случае $Eu_{\text{тш}}$ вычисляется по формуле (13), предварительно определив соответствующее число $Re_{\text{тш}}$, и таблицам динамической вязкости для 6-ти моментов времени.

Вычисляются средние температуры \bar{t}_{Γ} , \bar{t}_x соответственно в горячем и холодном каналах:

$$\bar{t}_{\Gamma} = \frac{t'_{\Gamma} + t''_{\Gamma}}{2}, \quad \bar{t}_x = \frac{t'_x + t''_x}{2}. \quad (15)$$

Расчет эквивалентных диаметров d_1 и d_2 цилиндрических труб находится из отношения:

$$d_{\Gamma} = \frac{4f_{\Gamma}}{u_{\Gamma}}, \quad d_x = \frac{4f_x}{u_x}, \quad (16)$$

где $f_{\Gamma}, f_x, u_{\Gamma}, u_x$ – соответственно площади сечения и периметры горячего и холодного каналов.

Зависимости (15) и (16) позволяют вычислять значение критерия Рейнольдса в горячем канале:

$$Re_{\Gamma} = \frac{w_{\Gamma} d_{\Gamma}}{\nu_{\Gamma}}. \quad (17)$$

Полученные данные занесены в табл. 1.

Для коридорных пучков возможны следующие случаи:

– если $\frac{\frac{s_2}{d} - 0,8}{\frac{s_1}{d} - 1} \leq 1$, то

$$Eu_{\text{ТК}} = 0,265 \left(\frac{\frac{s_2}{d} - 0,8}{\frac{s_1}{d} - 1} \right)^{2,5} z_{\text{ТК}} Re_{\text{ТК}}^M; \quad (18)$$

– если $\frac{\frac{s_2}{d} - 0,8}{\frac{s_1}{d} - 1} > 1$, то

$$Eu_{\text{ТК}} = 0,265 \left(\frac{\frac{s_2}{d} - 0,8}{\frac{s_1}{d} - 1} \right)^2 z_{\text{ТК}} Re_{\text{ТК}}^{M_1}. \quad (19)$$

Показатель степени M_1 в соотношениях (18) и (19) определяется следующим образом:

– если $\frac{s_2}{d} \geq 1,24$, то

$$M_1 = 0,88 \left(\frac{\frac{s_1}{d} - 1}{\frac{s_2}{d} - 1} - 0,1 \right)^{0,138} - 1; \quad (20)$$

– если $\frac{s_2}{d} \leq 1,24$, то

$$M_2 = 0,88 \left(\frac{\frac{s_2}{d}}{1,24} \right)^{0,7} \left(\frac{\frac{s_1}{d} - 1}{\frac{s_2}{d} - 1} - 0,1 \right)^{0,138} - 1. \quad (21)$$

Для определения формулы расчета числа Эйлера также определяется диагональный шаг расположения турбулизаторов:

$$\frac{\frac{s_2}{d} - 0,8}{\frac{s_1}{d} - 1} = \frac{\frac{16}{8} - 0,8}{\frac{50}{8} - 1} \approx 0,2286 < 1.$$

Следует применить формулу (18), предварительно определив соответствующее число Re_{trk} по формулам (15) – (17) и таблицам динамической вязкости для 6 моментов времени. Этот интервал наиболее информативен для описания характеристик схем турбулизации, т.к. в интервале 0...10 минут происходит переходный процесс системы, заключающийся в наборе температур в холодном и горячем каналах. А в интервале 15...60 мин происходит процесс насыщения генерации термоЭДС и теплоты.

Полученные результаты занесены в табл. 1 и 2.

Таблица 1. Динамика изменения Eu_{trsh} от времени τ в горячем канале

Table 1. Dynamics of the change in $Eu_{tb,ht,sh}$ from time τ in the hot channel

Параметры / Parameters	Время, мин / Time, min					
	5	10	15	30	45	60
\bar{t}_{ri} , °C	95	114	137,5	141,5	145	150
Eu_{trsh}	1,0521	1,0763	1,1047	1,1091	1,1133	1,1188

Таблица 2. Динамика изменения Eu_{trk} от времени τ в горячем канале

Table 2. Dynamics of the $Eu_{tb,ht,c}$ change from time τ in the hot channel

Параметры / Parameters	Время, мин / Time, min					
	5	10	15	30	45	60
\bar{t}_{ri} , °C	106,5	125,5	149	153	160	165
Eu_{trk}	0,1903	0,1902	0,1884	0,1879	0,1873	0,1869

Таблица 3. Динамика изменения $y_{tr}(\tau)$ от времени τ в горячем канале

Table 3. Dynamics $y_{ht}(\tau)$ of time variation of τ in the hot channel

Параметры / Parameters	Время, мин / Time, min					
	5	10	15	30	45	60
$y_{tr}(\tau) = \frac{Eu_{trsh}}{Eu_{trk}}$	5,4817	5,6585	5,8698	5,9041	5,9417	5,9836

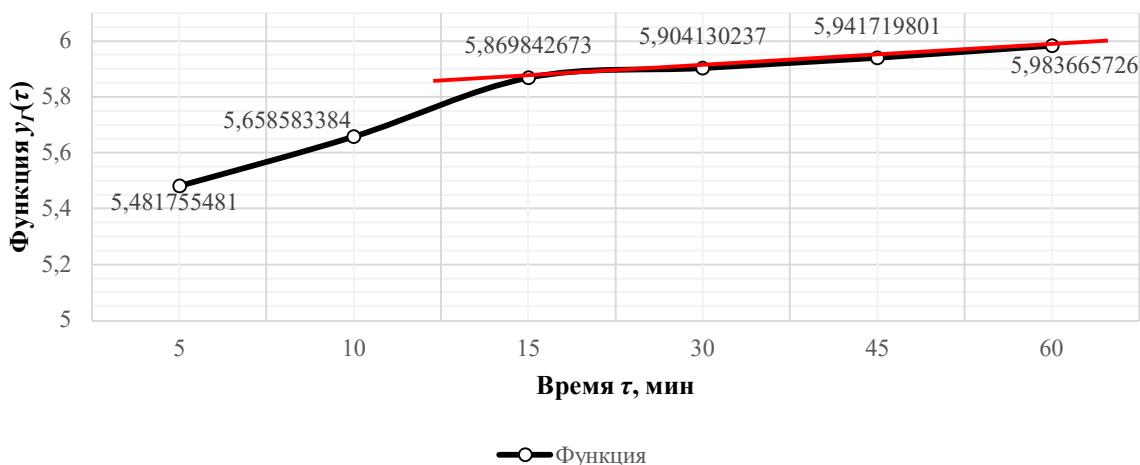


Рис. 3. График динамики изменения $y_{\Gamma}(\tau)$ от времени τ

Fig. 3. Graph of the dynamics of change $y_{ht}(\tau)$ from time τ

На рис. 3 следует отметить участок «разгона» в интервале 5–15 мин значений функции $y_{\Gamma}(\tau)$ в горячем канале от 5,48 до 5,86. Начиная с момента времени $\tau = 15$ мин процесс передачи тепла стабилизируется и уравнение функции $y_{\Gamma}(\tau)$ можно линеаризовать с помощью метода наименьших квадратов (МНК) в виде функции:

$$\bar{y}_{\Gamma}(\tau) = 0,002526337\tau + 5,830093257, \quad (22)$$

значение которой отличаются от соответствующих значений $y_{\Gamma}(\tau)$ в каждой точке интервала 15...60 мин не более чем на 0,035% (см. табл. 3), что позволяет продолжить линеаризацию функции $y_{\Gamma}(\tau)$ в точке 5 и 10 мин с помощью. Для упрощения вычислений округлим коэффициенты соотношения (22) до четырех знаков после запятой:

$$\bar{y}_{\Gamma}(\tau) = 0,0025\tau + 5,8301. \quad (23)$$

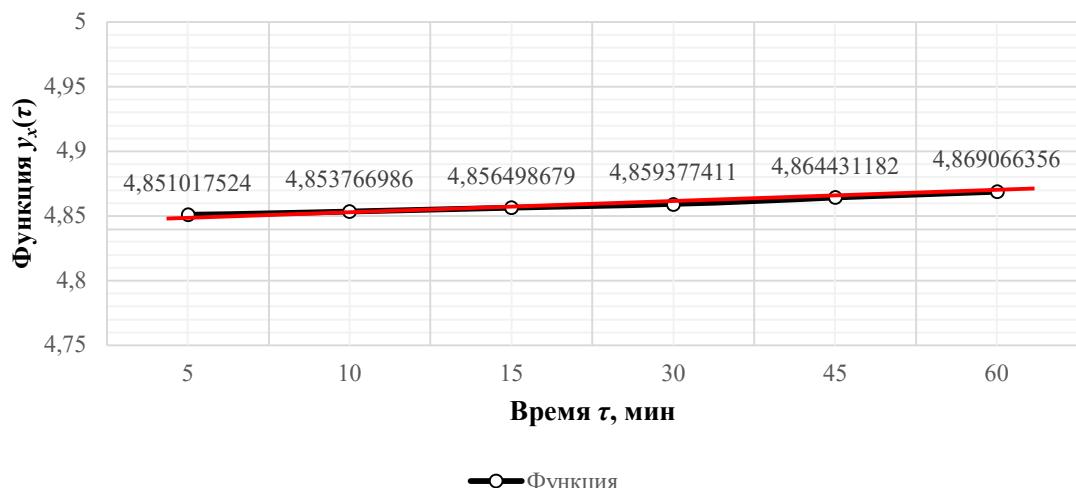
Проведя анализ значений указанных функций в табл. 3, можно сделать вывод: при $\tau \rightarrow \infty$, $y_{\Gamma}(\tau) \rightarrow 6,00$.

Функция $y_{\Gamma}(\tau)$ сохраняет монотонность в этом интервале.

Аналогично параметрам работы горячего канала установки проведем анализ работы холодного канала указанного устройства. Как и в горячем канале, в этом случае отсутствие турбулизаторов в холодном канале обнуляет образование дополнительных завихрений воздуха и, соответственно, исключает появление дополнительного тепла, т. е. при $i = 0$, $\alpha_{r0} = 0$.

Как и в п. 1, все соотношения (1) – (21) справедливы и в этом случае.

Полученные результаты занесены в табл. 4 – 6. Данные из этих таблиц используем для получения значений функции $y_x(\tau) = \frac{E_{u_{txh}}(\tau)}{E_{u_{txk}}(\tau)}$, график которой изображен на рис. 4.

**Рис. 4.** Динамика изменения $y_X(\tau)$ от времени τ **Fig. 4.** Graph of the dynamics of change $y_{\text{cl}}(\tau)$ from time τ

Данные из табл. 4 – 6 и анализ выражений (1) – (21) позволяют определить соотношение $y_X(\tau)$ в холодном канале.

Начиная с момента времени 5 мин, процесс передачи тепла стабилизируется, зависимость $y_X(\tau)$ можно реализо-

Таблица 4. Динамика изменения Eu_{txsh} от времени τ в холодном канале**Table 4.** Dynamics of time-dependent $Eu_{\text{tb.cl,st}}$ changes in the cold channel

Параметры / Parameters	Время, мин / Time, min					
	5	10	15	30	45	60
$\bar{t}_{\text{ши}}, ^\circ\text{C}$	33,5	34	34,3	34,6	35,25	35,8
Eu_{txsh}	0,97	0,9704	0,9709	0,9713	0,97224	0,97302

Таблица 5. Динамика изменения Eu_{txk} от времени τ в холодном канале**Table 5.** Dynamics $Eu_{\text{tb.cl,c}}$ of time-dependent changes in the cold channel

Параметры / Parameters	Время, мин / Time, min					
	5	10	15	30	45	60
$\bar{t}_{\text{ki}}, ^\circ\text{C}$	30,3	30,5	30,7	30,95	31,1	31,35
Eu_{txk}	0,19996	0,19994	0,19991	0,19988	0,19986	0,19983

Таблица 6. Динамика изменения $y_x(\tau)$ от времени τ в холодном канале**Table 6.** Dynamics $y_x(\tau)$ of time variation of τ in the cold channel

Параметры / Parameters	Время, мин / Time, min					
	5	10	15	30	45	60
$y_x(\tau) = \frac{Eu_{txsh}}{Eu_{txk}}$	4,85102	4,85376	4,85649	4,85937	4,86443	4,86906

Проведя анализ значений указанной функции, можно сделать выводы:

- при $\tau \rightarrow \infty$, то $y_x(\tau) \rightarrow 4,87$;
- функция $y_x(\tau)$ сохраняет практически постоянное значение $y_x(\tau) \approx 4,855$ на всем интервале исследования $\tau \in [0; 60]$, что указывает на стационарный режим работы рекуператора.

Итак, в обоих случаях наблюдается преимущество шахматной схемы расположения турбулизаторов по сравнению с коридорной схемой, т. к. на основе формулы (12) a_{pr} пропорциональная Eu .

Выводы

Исследование показало, что шахматная конфигурация цилиндрических турбулизаторов значительно повышает эффективность теплопередачи по сравнению с другими схемами, что делает ее предпочтительной для использования в горячих каналах пластинчатых рекуператоров систем комбинированной утилизации низкопотенциальной теплоты. Раз-

работанная математическая модель позволяет прогнозировать и оптимизировать тепловые процессы, учитывая влияние турбулизаторов. Методика определения коэффициентов теплоотдачи обеспечивает высокую точность расчетов, а сравнительный анализ критериев Эйлера на основе теории подобия подтвердил преимущество шахматной схемы. Были также определены области режимных параметров и влияния геометрических характеристик турбулизаторов на эффективность процесса рекуперации тепла, что подчеркивает важность их оптимизации. Результаты исследования подтверждают, что шахматная конфигурация и разработанная методика являются ключевыми для создания более эффективных комбинированных систем утилизации низкопотенциальной теплоты сбросных газов и вентиляционных выбросов, способствуя снижению энергозатрат и экологической безопасности.

Список литературы

1. Численное определение границ вихревых зон на входе в круглые отсосы-раструбы над плоскостью / К. И. Логачев, А. М. Зиганшин, О. В. Тирон [и др.]. // Строительство и техногенная безопасность. 2022. № S1. С. 251–260.

2. Системы отопления при нестационарном температурном режиме на основе комбинированного теплогенератора / Ф. А. Кешвединова, А. С. Умеров, С. А. Егоров [и др.] // Строительство и техногенная безопасность. 2022. № 25(77). С. 87–90.
3. Елистратова Ю. В. Повышение эффективности пластинчатых теплообменных устройств в системах теплоснабжения. Белгород: Белгородский государственный технологический университет им. В. Г. Шухова, 2022. 182 с.
4. Интенсифицированный пластинчатый теплообменный аппарат в системах теплоснабжения ЖКХ РФ / Л. А. Кущев, В. А. Уваров, Н. Ю. Саввин, С. В. Чуйкин // Научный журнал строительства и архитектуры. 2021. № 2(62). С. 60-69. DOI 10.36622/VSTU.2021.62.2.004.
5. Исследование влияния структуры потока на коэффициент гидравлического сопротивления / Т. В. Дихтярь, О. Н. Зайцев, К. С. Дихтярь, И. П. Ангелюк // Строительство и техногенная безопасность. 2021. № 22(74). С. 129-133. DOI 10.37279/2413-1873-2021-22-129-133.
6. Кущев Л. А., Саввин Н. Ю. Исследования пластинчатого теплообменного аппарата с развитой поверхностью теплообмена // Автоматизация и энергосбережение в машиностроении, энергетике и на транспорте: материалы XV Международной научно-технической конференции, Вологда, 8 декабря 2020 г. Вологда: ВоГУ, 2021. С. 130–133.
7. Саввин Н. Ю., Никулин Н. Ю. Высокоэффективный теплообменный аппарат для системы жилищно-коммунального хозяйства // Наука. Технологии. Инновации : сборник научных трудов: в 9 ч. / под ред. А. В. Гадюкиной. Новосибирск: НГШТУ, 2019. Ч. 4. С. 256–261.
8. Зайцев О. Н., Ангелюк И. П. Технико-экономическое обоснование использования системы рекуперации теплоты дымовых газов // Строительство и техногенная безопасность. 2019. № 16(68). С. 99–104.
9. Zaycev O. N., Angeluck I. P., Toporen S. S. Experimental study of the aerodynamic resistance of a conical-spiral heat exchanger of the outgoing flue gases // IOP Conference Series. Materials Science and Engineering. International Scientific Conference, Kislovodsk, 1–5 october 2019. Vol. 698 (5). Р. 055033. DOI 10.1088/1757-899X/698/5/055033.
10. Ангелюк И. П. Утилизация теплоты отходящих дымовых газов бытовых котлов // Строительство и техногенная безопасность. 2016. № 5(57). С. 32–33.
11. Разработка кожухотрубного теплообменного аппарата с измененной геометрической поверхностью / Н. Ю. Никулин, Л. А. Кущев, В. С. Семенок, Д. А. Немцов // Международный студенческий научный вестник. 2015. № 3-1. С. 99–101.
12. Жилина К. В., Тютюнов Д. Н., Бурцев А. П. Один из вариантов управления системой тепло-снабжения зданий и сооружений с применением методов математического анализа // Известия Юго-Западного государственного университета. 2024. Т. 28, №2. С. 56-70. <https://doi.org/10.21869/2223-1560-2024-28-2-56-70>.

13. Федоров С. С., Тютюнов Д. Н. Управление системой многоконтурного теплоснабжения зданий при зависимом подключении к тепловым сетям. Курск, 2017. 182 с.
14. Бурцев А. П. Экспериментальное исследование конструкции многослойного пластинчатого рекуператора в процессе утилизации теплоты вентиляционных выбросов // БСТ: Бюллетень строительной техники. 2023. № 10(1070). С. 24-26.
15. Integrated Heat Recovery of Waste Gases and Ventilation Emissions in a Multilayer Plate Heat Exchanger / A. Burtsev, V. Yezhov, N. Semicheva [et al.] // Modern Problems in Construction : Selected Papers from MPC 2022, Kursk, 17–18 ноября 2022 года. Kursk: Springer Nature Switzerland AG , 2024. P. 1-8.
16. Version of a mathematical model of purge ventilation system with a complex recuperative heat exchanger / V. Ezhov, N. Semicheva, A. Burtsev [et al.] // Journal of Applied Engineering Science. 2021. Vol. 19, no 1. P. 246–251. DOI 10.5937/jaes0-30068.
17. Independant power supply source for the station of cathodic protection of pipelines against corrosion / V. S. Ezhov, N. E. Semicheva, A. Burtsev [et al.] // Journal of Applied Engineering Science. 2017. Vol. 15, no 4. P. 501–504. DOI 10.5937/jaes15-15450.
18. Experimental calculation of the main characteristics of thermoelectric EMF source for the cathodic protection station of heat supply system pipelines / V. Yezhov, N. Semicheva, A. Burtsev, N. Perepelitsa // Advances in Intelligent Systems and Computing. 2021. Vol. 1259. P. 225–237. DOI 10.1007/978-3-030-57453-6_19.
19. Development of experimental designs of the integrated heater for the disposal of low-potential waste heat of ventilation emissions / V. S. Ezhov, N. S. Semicheva, A. P. Burtsev [et al.]. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Brasov, 1–2 november 2020. Vol. 789. P. 012020. DOI 10.1088/1757-899X/789/1/012020.

References

1. Logachev K. I., Ziganshin A.M., Tiron O. V., et al. Numerical determination of the boundaries of vortex zones at the entrance to circular suction sockets above the plane. *Stroitel'stvo i tekhnogennaya bezopasnost' = Construction and technogenic safety*. 2022; (S1): 251-260. (In Russ.).
2. Keshvedinova F. A., Umerov A. S., Egorov S. A., et al. Heating systems for non-stationary temperature conditions based on a combined heat generator. *Stroitel'stvo i tekhnogennaya bezopasnost' = Construction and technogenic safety*. 2022; (25): 87-90. (In Russ.).
3. Elistratova Yu.V. Improving the efficiency of plate heat exchange devices in heat supply systems. Belgorod: Belgorodskii gosudarstvennyi tekhnologicheskii universitet im. V. G. Shukhova; 2022. 182 p. (In Russ.).
4. Kushchev L. A., Uvarov V. A., Savvin N. Yu., Chuikin S. V. The intensified plate heat exchanger in heat supply systems of housing and communal services of the Russian

Federation. *Nauchnyi zhurnal stroitel'stva i arkhitektury = Scientific Journal of Construction and Architecture*. 2021; (2): 60-69. (In Russ.). DOI 10.36622/VSTU.2021.62.2.004.

5. Dikhtyar T. V., Zaitsev O. N., Dikhtyar K. S., Angelyuk I. P. Investigation of the influence of the flow structure on the coefficient of hydraulic resistance. *Stroitel'stvo i tekhnogennaya bezopasnost'*. = *Construction and technogenic safety*. 2021; (22): 129-133. (In Russ.). DOI 10.37279/2413-1873-2021-22-129-133.

6. Kushchev L. A., Savvin N. Yu. Studies of a plate heat exchanger with a developed heat exchange surface. In: *Avtomatizatsiya i energosberezenie v mashinostroenii, energetike i na transporte: materialy XV Mezhdunarodnoi nauchno-tehnicheskoi konferentsii = Automation and energy saving in mechanical engineering, energy and transport: proceedings of the XV International Scientific and Technical Conference*. Vologda; 2021. P. 130-133. (In Russ.).

7. Savvin N. Y., Nikulin N. Y. Highly efficient heat exchanger for housing and communal services. In: *Nauka. Tekhnologii. Innovatsii : sbornik nauchnykh trudov = Science. Technologies. Innovations. Collection of scientific papers*. Novosibirsk: NGSTU; 2019. P. 256-261. (In Russ.).

8. Zaitsev O. N., Angelyuk I. P. Feasibility study of the use of flue gas heat recovery system. *Stroitel'stvo i tekhnogennaya bezopasnost'* = *Construction and technogenic safety*. 2019; (16): 99-104. (In Russ.).

9. Zaycev O. N., Angeluck I. P., Toporen S. S. Experimental study of the aerodynamic resistance of a conical-spiral heat exchanger of the outgoing flue gases. In: *IOP Conference Series. Materials Science and Engineering. International Scientific Conference*. Kislovodsk; 2019; 698 (5): 055033. DOI 10.1088/1757-899X/698/5/055033

10. Angelyuk, I. P. Utilization of heat from exhaust flue gases of domestic boilers. *Stroitel'stvo i tekhnogennaya bezopasnost'* = *Construction and technogenic safety*. 2016; (5): 32-33. (In Russ.).

11. Nikulin N. Y., Kushchev L. A., Semenok V. S., Nemtsev D. A. Development of a shell-and-tube heat exchanger with a modified geometric surface. *Mezhdunarodnyi studencheskii nauchnyi vestnik = International Student Scientific Bulletin*. 2015; (3-1): 99-101. (In Russ.).

12. Zhilina K. V., Tyutyunov D. N., Burtsev A. P. One of the options for managing the heat supply system of buildings and structures using mathematical analysis methods. *Izvestiya Yugo-Zapadnogo gosudarstvennogo universiteta = Proceedings of the Southwest State University*. 2024; 28(2): 56-70 (In Russ.). <https://doi.org/10.21869/2223-1560-2024-28-2-56-70>.

13. Fedorov S. S., Tyutyunov D. N. Management of a multi-circuit heating supply system for buildings with dependent connection to heating networks. Kursk; 2017. 182 p. (In Russ.).

14. Burtsev A. P. Experimental study of the design of a multilayer plate heat exchanger in the process of heat recovery of ventilation emissions. *BST: Byulleten' stroitel'noi tekhniki = BST: Bulletin of construction machinery*. 2023; (10): 24-26. (In Russ.).

15. Burtsev A., Yezhov V., Semicheva N., et al. Integrated Heat Recovery of Waste Gases and Ventilation Emissions in a Multilayer Plate Heat Exchanger. In: *Modern Problems in Construction : Selected Papers from MPC 2022*. Kursk: Springer Nature Switzerland AG; 2024. P. 1-8.
16. Ezhov V., Semicheva N., Burtsev A., et al. Version of a mathematical model of purge ventilation system with a complex recuperative heat exchanger. *Journal of Applied Engineering Science*. 2021; 19(1): 246–251. DOI 10.5937/jaes0-30068.
17. Ezhov V. S., Semicheva N. E., Burtsev A., et al. Independant power supply source for the station of cathodic protection of pipelines against corrosion. *Journal of Applied Engineering Science*. 2017; 15(4): 501–504. DOI 10.5937/jaes15-15450.
18. Yezhov V., Semicheva N., Burtsev A., Perepelitsa N. Experimental calculation of the main characteristics of thermoelectric EMF source for the cathodic protection station of heat supply system pipelines. *Advances in Intelligent Systems and Computing*. 2021; 1259: 225–237. DOI 10.1007/978-3-030-57453-6_19.
19. Ezhov V. S., Semicheva N. S., Burtsev A. P., et al. Development of experimental designs of the integrated heater for the disposal of low-potential waste heat of ventilation emissions. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Brasov, 1–2 november 2020, 789: 012020. DOI 10.1088/1757-899X/789/1/012020.

Информация об авторах / Information about the Authors

Ежов Владимир Сергеевич, доктор технических наук, профессор кафедры инфраструктурных теплоэнергетических систем, Юго-Западный государственный университет, г. Курск, Российская Федерация, e-mail: vl-ezhov@yandex.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3636-5610>, ScopusID: P-4377-2015

Бурцев Алексей Петрович, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры инфраструктурных энергетических систем, Юго-Западный государственный университет, г. Курск, Российская Федерация, e-mail: ap_burtsev@mail.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2003-960X>, ScopusID: 57090197100

Vladimir S. Yezhov, Dr. of Sci. (Engineering), Professor of the Infrastructure Energy Systems Department, Southwest State University, Kursk, Russian Federation, e-mail: vl-ezhov@yandex.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3636-5610>, ScopusID: P-4377-2015

Alexey P. Burtsev, Cand. of Sci. (Engineering), Senior Lecturer of the Infrastructure Energy Systems Department, Southwest State University, Kursk, Russian Federation, e-mail: ap_burtsev@mail.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2003-960X>, ScopusID: 57090197100