

Об эффективности регенеративных вращающихся утилизаторов теплоты для систем вентиляции

Рецензия эксперта на статью получена
07.08.2020 [Expert review on the article
received on August 7, 2020].

Наибольшее распространение в применяемых приточно-вытяжных установках для систем вентиляции получили теплоутилизаторы пластинчатого и вращающегося регенеративного типа. Практика длительной эксплуатации данных устройств доказала преимущество регенеративных вращающихся теплообменников (рис. 1) по эффективности протекания тепловых процессов [1–11]. КПД утилизации в них может достигать при благоприятных условиях 90%, в отличие от пластинчатых аппаратов, в которых при стандартных размерах данный показатель не превышает 75%.

Обозначенное преимущество роторных устройств обусловлено прежде всего развитой поверхностью теплообмена и высокой её компактностью, составляющей 3000–3500 м²/м³, что в других типах конструкций при существующих технологиях производства обеспечить невозможно. Однако при высоких показателях утилизации тепла или холода они обладают недостатком, который проявляется в возможности частичного попадания удаляемого воздуха в поток приточного. Поэтому данные теплообменники не могут быть использованы в медицинских учреждениях и производственных зданиях, где предъявляются особые требования к чистоте внутреннего воздуха помещений. Но, учитывая, что наиболее широкое применение находят приточно-вытяжные установки общепромышленного назначе-

Регенеративные вращающиеся теплообменники, наряду с утилизацией теплоты, достаточно успешно осуществляют увлажнение приточного воздуха посредством испарения в его потоке конденсата

ния, регенеративные вращающиеся теплообменники являются эффективным решением для задач энергосбережения.

Следует отметить, что регенеративные вращающиеся теплообменники, наряду с утилизацией теплоты, достаточно успешно осуществляют увлажнение приточного воздуха посредством испарения в его потоке конденсата, образовавшегося на поверхности теплообмена при охлаждении вентиляционных выбросов. Для реализации этой дополнительной функции производители приточно-вытяжных установок наряду с обычными роторами из необработанного алюминия выпускают также насадки с протравленной поверхностью листов и с внесением в их конструкцию силикагеля.

В простом алюминиевом роторе теплоутилизующая насадка выполнена из необработанного металла. В этом случае увлажнение приточного воздуха происходит за счёт сконденсировавшейся влаги в зоне удаляемого воздуха на стенках каналов, сформированных гофрированными и плоскими листами (рис. 1).

УДК 697.97:628.83. Научная специальность: 05.23.03.

Об эффективности регенеративных вращающихся утилизаторов теплоты для систем вентиляции

Н.А. Драпалюк, к.т.н., доцент; А. Гурбангулыев, аспирант; Т.В. Щукина, к.т.н., доцент; Д.А. Драпалюк, к.т.н., доцент, Воронежский государственный технический университет (ВГТУ)

Наиболее широкое распространение для решения задач утилизации теплоты воздуха, удаляемого системами вентиляции, получили пластинчатые и регенеративные вращающиеся теплообменники. По эффективности протекания тепловых процессов первые позиции занимают утилизаторы роторного типа, которые имеют высокие показатели площади поверхности в компактной аккумулирующей насадке. Такая конструкция обеспечивает не только значительный КПД тепловых процессов, но и сопутствующий влагообмен, который в холодный период года способствует увлажнению приточного воздуха. Однако даже незначительное наличие воды на поверхности теплообмена снижает её температуру и, соответственно, нагреваемого воздуха на выходе из установки. Результаты решений дифференциальных уравнений, описывающих тепловые процессы в роторной насадке, показали, что при сухом режиме температура поверхности теплообмена в блоке удаляемого воздуха стремится к показателям утилизируемой среды так, что перепад может составлять менее 4 °С в зависимости от условий эксплуатации. При наличии конденсационной влаги и дальнейшего увеличения зоны с её содержанием температура насадки на выходе из блока удаляемого воздуха снижается. Это, в свою очередь, требует дополнительных расходов тепловой энергии на догрев приточного воздуха. Анализ влияния увеличения глубины ротора на эффективность утилизации показал, что интенсивный теплообмен происходит в пределах 0,4 м. Дальнейшее возрастание данного габарита оказывает слабое влияние на температурный режим, как для насадки, так и для нагреваемого воздуха.

Ключевые слова: утилизация теплоты в системах вентиляции, регенеративный вращающийся теплоутилизатор.

UDC 697.97:628.83. The number of scientific speciality: 05.23.03.

On the efficiency of regenerative rotary heat exchangers for ventilation systems

N.A. Drapalyuk, PhD, Associate Professor; A. Gurbangulyev, postgraduate student; T.V. Shchukina, PhD, Associate Professor; D.A. Drapalyuk, PhD, Associate Professor, Voronezh State Technical University (VSTU, Voronezh city)

Plate and regenerative rotating heat exchangers are the most widely used for solving problems of heat recovery of air removed by ventilation systems. According to the efficiency of thermal processes, the first positions are occupied by rotary type heat exchangers, which have high surface area indicators in a compact accumulating nozzle. This design provides not only a significant efficiency of thermal processes, but also the accompanying moisture exchange, which in the cold season helps to humidify the supply air. However, even a slight presence of water on the heat exchange surface reduces the temperature of the water and the heated air, respectively, at the outlet of the installation. The results of solutions of differential equations describing thermal processes in the rotary nozzle showed that in dry mode, the temperature of the heat exchange surface in the removed air unit tends to the parameters of the recycled medium so that the difference can be less than 4 °C, depending on the operating conditions. In the presence of condensation moisture and a further increase in the zone with its content, the temperature of the nozzle at the outlet of the removed air unit decreases. This, in turn, requires additional expenditure of heat energy to reheat the supply air. Analysis of the effect of increasing the depth of the rotor on the efficiency of utilization showed that intensive heat exchange occurs within 0.4 m. Further increase in this dimension has a weak effect on the temperature regime, both for the nozzle and for the heated air.

Key words: heat utilization in ventilation systems, the regenerative rotating thermal utilizer.

В роторе с протравленным поверхностным слоем металла насадка имеет капиллярнообразную структуру поверхности, которая позволяет дополнительно осуществлять сорбционный перенос влаги при образовании конденсата. Поэтому данный процесс увлажнения зависит от качества химической обработки поверхности металла.

В роторе с нанесённым слоем силикагеля его поглощающие свойства обеспечиваются переносом влаги только за счёт сорбционного процесса без обильного образования конденсата. Последнее позволяет избежать обмерзания поверхности теплообмена при низких температурах наружного воздуха и организовать непрерывный рабочий режим утилизатора без циклов разморозки.

Несмотря на столь широкий выбор насадок, простые алюминиевые роторы выполняют задачу увлажнения с достаточным уровнем повышения влагосодержания, поэтому они, как правило, и рекомендуются к использованию. Это происходит в том числе и по причине увеличения стоимости оборудования с каждой дополнительной обработкой поверхности металла и наполнением силикагелем.

Подбор и расчёт теплоутилизаторов, встроенных в приточно-вытяжные установки, в рамках программного обеспечения от производителей оборудования, позволяет получить параметры обрабатываемого воздуха под требуемый уровень для подачи воздуха в помещения. При этом достигаемая температура приточного воздуха часто предполагает лишь незначительное догревание, а для южных регионов позволяет отказаться от дополнительного теплообменного оборудования. Однако последующая эксплуатация проектируемых систем показывает, что процесс утилизации теплоты вентиляционных выбросов происходит с отклонениями от расчётных значений при принятых ограничениях в методах, положенных в основу пакетов инженерно-прикладных программ.

Так, например, наличие конденсата на поверхности теплообмена изменяет аккумулялирующую способность насадки, а следовательно, и теплотехнические параметры утилизатора.

Рассмотрим влияние наличия конденсата на поверхности теплообмена, возникающего при эксплуатации в холодный период года, на температурный режим ротора. Для составления системы дифференциальных уравнений для выделенного сегмента насадки с углом $d\varphi$ в потоке удаляемого воздуха используем уравнения теплового баланса и закон Ньютона-

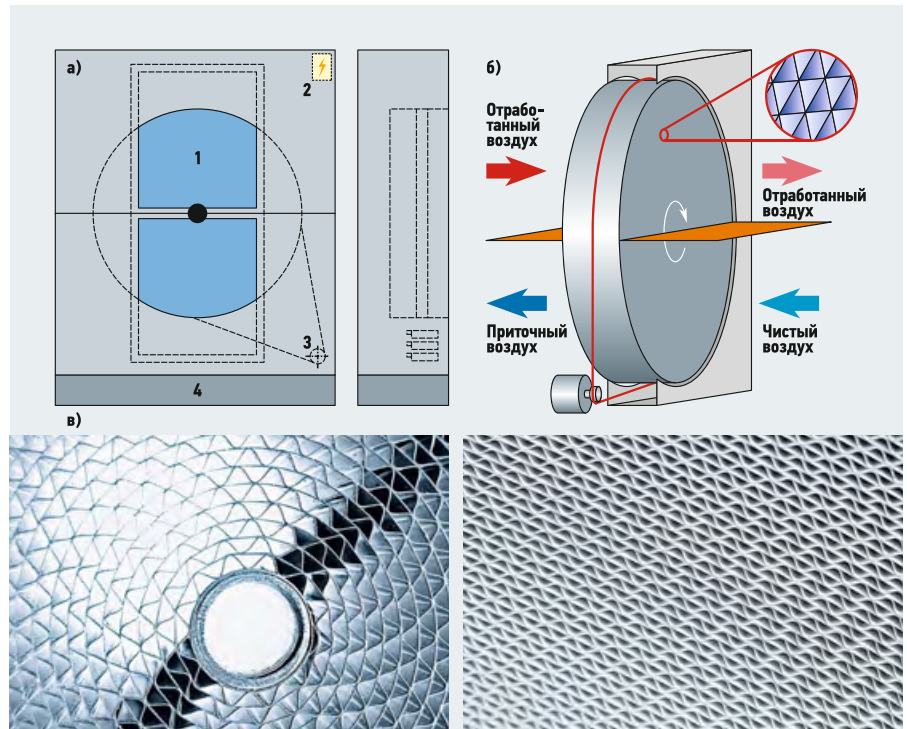


Рис. 1. Секция вращающегося регенеративного теплоутилизатора (а — конструктивная схема теплообменника, б — схема движения потоков воздуха, в — структура насадки из гофрированных и плоских алюминиевых пластин; 1 — насадка; 2 — автоматика управления; 3 — электропривод с клиноременной передачей; 4 — поддон)

Рихмана [12–15]. Систему уравнений запишем для поверхности теплообмена, относящейся к единице глубины насадки, в следующем виде:

$$\alpha \frac{F_l}{2\pi} (t_b - t_n) dx d\tau = c_{\text{рот}} \rho \frac{F_l}{2\pi} \frac{\delta}{2} \frac{\partial t_n}{\partial \tau} dx d\tau, \quad (1)$$

$$\alpha \frac{F_l}{2\pi} (t_n - t_b) dx d\tau = c_b m \frac{\partial t_b}{\partial x} dx d\tau, \quad (2)$$

где α — коэффициент теплоотдачи удаляемого воздуха, Вт/(м²·°C); F_l — площадь поверхности теплообмена, отнесённая к единице глубины ротора, м²/м; t_b и t_n — температуры воздуха и насадки, соответственно, °C; x — координата по оси в направлении глубины насадки, м; τ — время, с; c_b и $c_{\text{рот}}$ — удельные теплоёмкости воздуха и материала ротора, Дж/(кг·°C); ρ_n — плотность материала насадки, кг/м³; m — массовый расход воздуха, кг/с. Время $d\tau$ может быть выражено через поворот ротора на угол $d\varphi$ при учёте его скорости вращения n , то есть в соответствии с выражением $d\tau = d\varphi / (2\pi n)$.

Тогда уравнение (1) после упрощений имеет вид:

$$\alpha (t_b - t_n) = \pi n c_{\text{рот}} \rho \delta \frac{\partial t_n}{\partial \varphi}, \quad (3)$$

где n — скорость вращения ротора в оборотах, с⁻¹.

Уравнения (1)–(3) учитывают теплоёмкость металла насадки, но при наличии конденсата общая теплоёмкость ротора

изменяется. Тогда при допущении незначительной толщины увлажнения поверхности теплообмена средний водяной эквивалент вращающейся насадки будет определяться выражением:

$$\bar{W} = \frac{c_{\text{рот}} \rho \frac{\delta}{2} (F_l - F_{\text{вл}}) + c_{\text{вод}} \rho_{\text{вод}} \frac{\delta}{2} F_{\text{вл}}}{F_l}, \quad (4)$$

где $c_{\text{вод}}$ — удельная теплоёмкость воды, Дж/(кг·°C); $\rho_{\text{вод}}$ — плотность воды, кг/м³; $F_{\text{вл}}$ — поверхность теплообмена с наличием сконденсировавшейся влаги, м²/м.

Если ввести соотношение $p = F_{\text{вл}} / F_l$, то выражение (4) принимает вид:

$$\bar{W} = c_{\text{рот}} \rho \frac{\delta}{2} (1 - p) + c_{\text{вод}} \rho_{\text{вод}} \frac{\delta}{2} p, \quad (5)$$

и, соответственно, уравнение (3) при наличии зоны конденсата может быть записано в следующей форме:

$$\alpha (t_b - t_n) = \pi n [c_{\text{рот}} \rho (1 - p) + c_{\text{вод}} \rho_{\text{вод}} p] \delta \frac{\partial t_n}{\partial \varphi}, \quad (6)$$

Решением уравнений (2), (3) и (6) при граничных условиях $\varphi = 0$, $t_n = t_n^c$; $x = 0$, $t_b = t_b^b$ являются выражения вида:

$$t_b = t_n - (t_n - t_b^b) e^{-\frac{\alpha F_l x}{2\pi c_b m}}, \quad (7)$$

$$t_n = t_b - (t_b - t_n^c) e^{-\frac{\alpha \varphi}{\pi n c_{\text{рот}} \rho \delta}}, \quad (8)$$

$$t_n = t_b - (t_b - t_n^c) e^{-\frac{\alpha \varphi}{\pi n [c_{\text{рот}} \rho (1 - p) + c_{\text{вод}} \rho_{\text{вод}} p] \delta}}, \quad (9)$$

Для оценки влияния наличия влаги на поверхности теплообмена на температурный режим насадки в блоке удаляемого воздуха воспользуемся критериальным уравнением [6], позволяющим определить коэффициент теплоотдачи в каналах насадки треугольной формы (рис. 1):

$$Nu = 0,2 Re^{0,45}, \quad (10)$$

где Re — критерий Рейнольдса, $Re = v d_3 / \nu$; Nu — критерий Нуссельта, $Nu = \alpha d_3 / \lambda$ [здесь d_3 — эквивалентный диаметр каналов для прохода воздуха, м; ν — скорость воздуха в каналах, м/с; ν — кинематическая вязкость воздуха, м²/с; α — коэффициент теплоотдачи воздуха, Вт/(м²·°C); λ — коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·°C)].

Обработка поверхности не предполагает только процесс химического травления. Формирование на листах дополнительной шероховатости будет способствовать как увеличению коэффициента теплоотдачи, так и капиллярному всасыванию сконденсировавшейся жидкости в образованную канальную структуру

При скорости движения воздуха в каналах насадки 4,7 м/с коэффициент теплоотдачи в соответствии с выражением (10) составляет 54 Вт/(м²·°C). Для выявления возможного изменения в тепловых процессах примем скорость вращения ротора равной 10 мин⁻¹. Введём относительную температуру, как для насадки $\theta_n = t_n - t_{\text{в}}$, так и для воздушной среды $\theta_v = t_v - t_{\text{в}}$. В идеальном теплообменнике с максимально возможным КПД относительная температура должна стремиться к нулю, то есть на выходе из блока вентиляционных выбросов поверхность теплообмена будет иметь температуру, практически равную температуре удаляемого воздуха. Поэтому для оценки эффективности утилизации в соответствии с выражениями (8) и (9) определялась разница в температурах газа и насадки в зависимости от угла поворота φ .

Как показывают результаты расчёта, представленные на рис. 2, при увеличении размеров зоны с наличием сконденсировавшейся влаги температура поверхности теплообмена на выходе из блока удаляемого воздуха снижается. Поэтому в этих случаях обработка приточного воздуха потребует дополнительной расхода традиционной тепловой энергии.

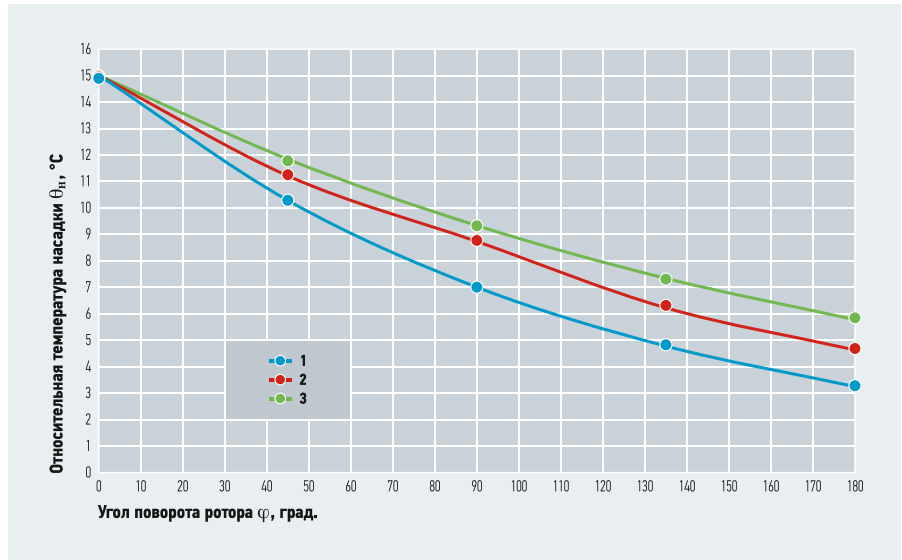


Рис. 2. Изменение относительной температуры насадки θ_n [°C] в зависимости от угла поворота ротора φ и наличия на поверхности теплообмена сконденсировавшейся влаги [1 — сухая поверхность теплообмена; 2 — наличие сконденсировавшейся влаги на 30 % площади поверхности теплообмена ($p = 0,3$); 3 — наличие сконденсировавшейся влаги на 60 % площади поверхности теплообмена ($p = 0,6$)]

Так как теплоутилизирующее оборудование от разных производителей представлено регенеративными вращающимися теплообменниками с глубиной ротора от 200 до 600 мм, то неизбежно встаёт вопрос рационального выбора для решаемых задач. Безусловно, чем больше глубина и, соответственно, поверхность теплообмена, тем выше КПД и температура приточного воздуха на выходе из устройства. Но увеличение данного габаритного размера также повышает стоимость блока теплоутилизатора, что может отрицательно повлиять на принятие решения по его установке. Выполненные расчёты по уравнению (7), для площади поверхности $F_l = 3560$ м²/м и расхода воздуха 20000 м³/ч (6,89 кг/с) при варьировании глубины насадки, показали (рис. 3), что интенсивное изменение температурного режима происходит в пределах 0,4 м,

и, соответственно, дальнейшее увеличение этого размера приведёт лишь к росту стоимости оборудования. Поэтому при неизбежности конденсации водяных паров целесообразно использовать роторы, выполненные из обработанного металла, с глубиной, не превышающей 0,4 м.

Обработка поверхности не предполагает только процесс химического травления. Она может быть осуществлена экологически безопасным механическим способом. Формирование на листах дополнительной шероховатости будет способствовать как увеличению коэффициента теплоотдачи, так и капиллярному всасыванию сконденсировавшейся жидкости в образованную канальную структуру, тем самым освобождая участки поверхности теплообмена для непосредственного контактирования среды с металлом насадки.

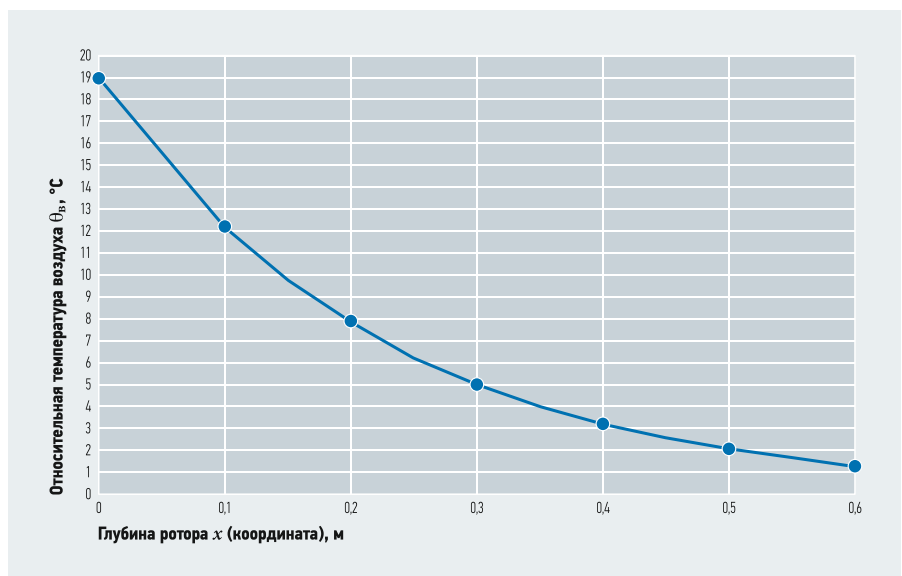


Рис. 3. Изменение относительной температуры воздуха θ_v [°C] по глубине ротора (x — координата с начала от фронта насадки)

Заключение

Несмотря на дополнительную возможность влагообмена в регенеративных вращающихся теплоутилизаторах, наличие сконденсировавшихся водяных паров на поверхности теплообмена снижает показатели температурного режима. Кроме того, при отрицательной температуре наружного воздуха повышается вероятность обмерзания. Частое возникновение таких ситуаций приводит к дальнейшему поиску технических решений по устранению данной проблемы.

Эффективность нагрева приточного воздуха, в зависимости от размеров зоны с наличием сконденсировавшейся влаги в насадке, при охвате 30 % площади поверхности сокращается на 10,6 %, а при 60 % — на 19,4 % по сравнению с процессом утилизации в сухом роторе. Если при охлаждении вентиляционных выбросов конденсация возможна на значительной площади теплообмена, то в этих случаях следует использовать роторы, изготовленные из протравленного металла или дополнительно обработанного механическим способом. В результате поверхность листов, имеющая капиллярнообразную структуру, будет способствовать перераспределению жидкости в образованные открытые микроканалы и частичному освобождению площади теплообмена, что в конечном итоге потребует меньшего дополнительного расхода тепловой энергии на нагревание приточного воздуха.

При широком выборе роторов для решения задач эффективной утилизации теплоты выбросов общеобменной вентиляции целесообразно ограничиваться глубиной насадки в 0,4 м. Повышение этого габаритного размера сверх указанной величины существенно не повлияет на КПД протекающих процессов, но повысит стоимость оборудования. ●

1. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Энергосбережение в котельных установках ТЭС и систем теплоснабжения. — М.: Инфра-М, 2016. 320 с.
2. Кирсанов Ю.В. Циклические тепловые процессы и теория теплопроводности в регенеративных воздухоподогревателях. — М.: Физматлит, 2007. 240 с.
3. Teke İsmail, Ağra Özden, Atayılmaz Ş. Özgür, Hakan Demir. Determining the best type of heat exchangers for heat recovery. *Applied Thermal Engineering*. May 2010. No. 30. Pp. 577–583.
4. Cuce Pinar Mert, Riffat Saffa. A comprehensive review of heat recovery systems for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. July 2015. No. 47. Pp. 665–682.
5. Кокорин О.Я. Энергосбережение в системах отопления, вентиляции, кондиционирования. — М.: Изд-во АСВ, 2013. 256 с.
6. Карпис Е.Е. Энергосбережение в системах кондиционирования воздуха. — М.: Стройиздат, 1986. 268 с.
7. Гусовский В.П., Ладыгичев М.Г., Усачев А.Б. Современные нагревательные и термические печи: справочник. — М.: Теплотехник, 2007. 656 с.
8. Микаэлян Э.А., Седов В.В. Совершенствование оценки энергетической эффективности теплообменных аппаратов регенеративных утилизационных систем // *Компрессорная техника и пневматика*, 2015. №5. С. 26–29.
9. Sparrow E.M., Tong J.C.K., Johnson M.R., Martin G.P. Heat and Mass transfer characteristics of rotating regenerative total energy wheel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2007. Vol. 50. Pp. 1631–1636.
10. Савельев Ю.Л. Эффективность и надёжность роторных теплообменников в системах вентиляции // *Академический вестник УралНИИпроект РААСН*, 2014. №1. С. 87–92.
11. Степаненко М.Н., Шелгинский А.Я. Использование теплоты вентиляционных выбросов в системах вентиляции зданий // *Надёжность и безопасность энергетики*, 2014. №2. С. 42–45.
12. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрёстном токе. — М.: Энергоиздат, 1981. 384 с.
13. Мигай В.К., Назаренко В.С., Новожилов И.Ф., Добряков Т.С. Регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели. — Л.: Энергия, 1971. 168 с.
14. Бородулин В.Ю., Низовцев М.И. Моделирование воздушного теплообменника с промежуточным теплоносителем // *Ползуновский вестник*, 2015. Т. 21. №4. С. 32–38.
15. Бараков А.В., Дубанин В.Ю., Кожухов Н.Н., Прутских Д.А. Утилизация теплоты вентиляционных выбросов промышленных зданий // *Научный журнал строительства и архитектуры*, 2019. Т. 21. №5. С. 38–49.

On the efficiency of regenerative rotary heat exchangers for ventilation systems. Pp. 48–51.

Natalia A. Drapalyuk, PhD, Associate Professor; **Arslan Gurbangulyev**, postgraduate student; **Tatiana V. Shchukina**, PhD, Associate Professor; **Dmitry A. Drapalyuk**, PhD, Associate Professor, Voronezh State Technical University, (VSTU, Voronezh city)

1. A.A. Kudinov, S.K. Ziganshina. *Jenergoberezhenie v kotel'nykh ustanovkakh TJeS i sistem teplosnabzhenija* [Energy saving in boiler plants of thermal power plants and heat supply systems]. Moscow. *Infra-M* ["Infra-M" Publishers]. 2016. 320 p. [In Russian]
2. Ju.V. Kirsanov. *Ciklicheskie teplovye processy i teorija teploprovodnosti v regenerativnykh vozduhopodogrevatel'jah* [Cyclic thermal processes and the theory of thermal conductivity in regenerative air heaters]. Moscow. *Fizmatlit* [Publishing House of physical, mathematical and technical literature ("Phizmatlit" Publishers)]. 2007. 240 p. [In Russian]
3. İsmail Teke, Özden Ağra, Atayılmaz Ş. Özgür, Hakan Demir. Determining the best type of heat exchangers for heat recovery. *Applied Thermal Engineering*. May 2010. No. 30. Pp. 577–583.
4. Cuce Pinar Mert, Riffat Saffa. A comprehensive review of heat recovery systems for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. July 2015. No. 47. Pp. 665–682.
5. O.Ja. Kokorin. *Jenergoberezhenie v sistemah otopenija, ventiljacii, kondicionirovanija* [Energy saving in heating, ventilation, air conditioning systems]. Moscow. *Izd-vo ASV* [Publishing House of the Association of Construction Universities]. 2013. 256 p. [In Russian]
6. E.E. Karpis. *Jenergoberezhenie v sistemah kondicionirovanija vozduha* [Energy saving in air conditioning systems]. Moscow. *Strojizdat* [Publishing House of literature on the construction and architecture ("Stroiizdat" Publishers)]. 1986. 268 p. [In Russian]
7. V.P. Gusovskij, M.G. Ladygichev, A.B. Usachev. *Sovremennye nagrevatel'nye i termicheskie pechi: spravochnik* [Modern heating and thermal furnaces: A reference book]. Moscow. *Teplotekhnika* ["Heating engineer" Publishers]. 2007. 656 p. [In Russian]
8. Je.A. Mikajeljan, V.V. Sedov. *Sovershenstvovanie ocenki jenergeticheskoy jeffektivnosti teploobmennyykh apparatov regenerativnykh utilizacionnykh sistem* [Improving the assessment of the energy efficiency of heat exchangers of regenerative utilization systems]. *Kompressor-naja tehnika i pnevmatika* ["Compressor technology and pneumatics" Magazine]. 2015. No. 5. Pp. 26–29. [In Russian]
9. E.M. Sparrow, J.C.K. Tong, M.R. Johnson, G.P. Martin. Heat and Mass transfer characteristics of rotating regenerative total energy wheel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2007. Vol. 50. Pp. 1631–1636.
10. Ju.L. Savelev. *Jefferektivnost' i nadezhnost' rotornykh teploobmennikov v sistemah ventiljacii* [Efficiency and reliability of rotary heat exchangers in ventilation systems]. *Akademicheskij vestnik UralNIIproekt RAASN* [Academic Bulletin of the Ural Research and Design Institute of the Russian Academy of Architecture and Construction Sciences]. 2014. No. 1. Pp. 87–92. [In Russian]
11. M.N. Stepanenko, A.Ja. Shelginskij. *Ispol'zovanie teploty ventiljacionnykh vybrosov v sistemah ventiljacii zdaniy* [Use of heat of ventilation emissions in ventilation systems of buildings]. *Nadezhnost' i bezopasnost' jenergetiki* ["Energy reliability and safety" Magazine]. 2014. No. 2. Pp. 42–45. [In Russian]
12. H. Hauzen. *Teploperedacha pri protivotoke, prjamotoke i perekrestnom toke* [Heat transfer in counterflow, co-current and cross-flow]. Moscow. *Jenergoizdat* [Publishing House of Energy and Nuclear Industry ("Energoatomizdat" Publishers)]. 1981. 384 p. [In Russian]
13. V.K. Migaj, V.S. Nazarenko, I.F. Novozhilov, T.S. Dobrjakov. *Regenerativnye vrashhajushhiesja vozduhopodogrevateli* [Regenerative rotary air heaters]. Leningrad. *Jenergija* ["An energy" Publishers]. 1971. 168 p. [In Russian]
14. V.Ju. Borodulin, M.I. Nizovcev. *Modelirovanie vozdušnogo teploobmennika s promezhutochnym teplonositelem* [Modeling an air heat exchanger with an intermediate heat carrier]. *Polzunovskij vestnik* [The Polzunov bulletin]. 2015. Vol. 21. No. 4. Pp. 32–38. [In Russian]
15. A.V. Barakov, V.Ju. Dubanin, N.N. Kozhuhov, D.A. Prutskih. *Utilizacija teploty ventiljacionnykh vybrosov promyshlennykh zdaniy* [Utilization of the heat of ventilation emissions from industrial buildings]. *Nauchnyj zhurnal stroitel'stva i arhitektury* ["Scientific journal of construction and architecture" Magazine]. 2019. Vol. 21. No. 5. Pp. 38–49. [In Russian]