

## ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ ПОМЕЩЕНИЙ

Е. Н. Туголуков<sup>1</sup>, С. Ю. Алексеев<sup>2</sup>, Т. П. Дьячкова<sup>1</sup>,  
Е. А. Буракова<sup>1</sup>, Б. Езеддин<sup>1</sup>

*Кафедра «Техника и технологии производства нанопродуктов» (1),  
ФГБОУ ВО «ТГТУ»; г. Тамбов, Россия; tugolukov.en@mail.ru;  
ОАО «Корпорация «Росхимзащита» (2), г. Тамбов, Россия*

**Ключевые слова:** математическое моделирование; метод конечных интегральных преобразований; температурные поля; энергосбережение.

**Аннотация:** Представлена методика расчета роторного регенеративного теплообменника для рекуперации тепла в системах приточно-вытяжной вентиляции помещений, основанная на использовании аналитических решений задач теплопроводности для математического моделирования нестационарных температурных полей элементов ротора и омывающего их воздушного потока. В постановке задачи теплопроводности для элементов ротора используется расчетное температурное поле элемента в момент окончания контакта с воздушным потоком одной температуры в качестве начального температурного распределения для очередного участка контакта с воздушным потоком другой температуры.

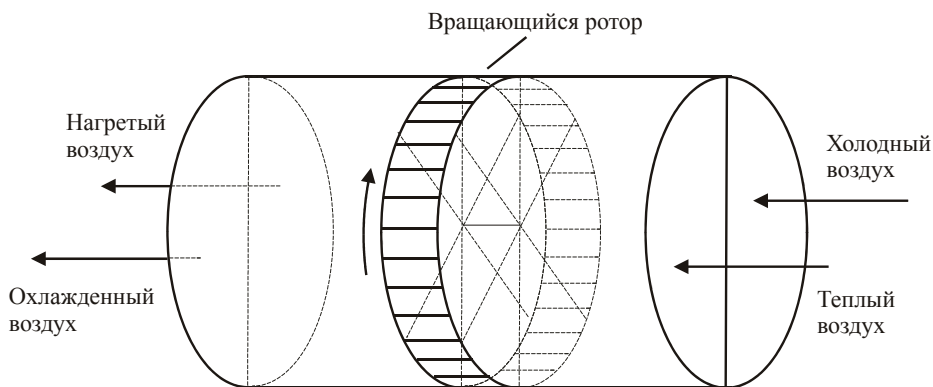
---

В настоящее время решение задач энергосбережения в различных областях является актуальным направлением инженерной и научно-исследовательской деятельности. Несмотря на высокую стоимость тепловой энергии и невозможность запасов широко используемых органических энергоносителей, существенные тепловые потери присутствуют во многих сферах человеческой деятельности.

Значительное количество тепла теряется при вентиляции производственных, служебных и жилых помещений в холодное время года. Работа кондиционеров в жаркую погоду также весьма энергозатратна. При этом минимально допустимая кратность воздухообмена для различных помещений регламентируется соответствующими нормативными документами. Например, при вентиляции помещения объемом 1000 м<sup>3</sup>, коэффициенте воздухообмена, равном 1, и разности температур в помещении и окружающей среде 20 °С мощность тепловых потерь с отводимым воздухом составит 6,7 кВт, что может достигать 40 – 50 % общих затрат тепла на отопление.

Известен ряд систем рекуперации тепла для систем с приточно-вытяжной вентиляцией помещений, обеспечивающих частичный возврат тепловой энергии при передаче ее от отводимого к нагнетаемому воздуху. Одной из наиболее энергоэффективных является система с роторным регенеративным теплообменником (рис. 1). Данная система, несмотря на относительную сложность и необходимость периодического обслуживания, имеет период окупаемости менее 4 лет.

Роторный регенеративный теплообменник может быть использован и в жаркую погоду, уменьшая количество тепла, приносимого свежим воздухом, и снижая затраты на работу систем кондиционирования воздуха. Ротор приводится



**Рис. 1. Схема роторного регенеративного теплообменника**

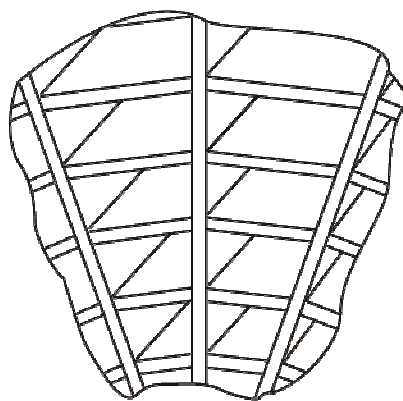
в движение как автономным приводом, так и воздушными потоками в системах с естественной или вынужденной вентиляцией. Ротор также может выполнять функции вентилятора.

Многообразие вариантов использования роторного регенеративного теплообменника, а также специфика работы конструктивных элементов ротора, контактирующих попеременно с воздушными потоками, имеющими различную температуру, требуют использования специфической методики расчета геометрических параметров элементов ротора, обеспечивающих высокую степень рекуперации тепловой энергии.

Расчетные методики, используемые в настоящее время, представляют собой системы алгебраических балансных и дополнительных уравнений, которые не позволяют определить значения циклически изменяющихся температур поверхности конструктивных элементов ротора, контактирующих с воздушными потоками, которые в действительности и определяют тепловые потоки и количество передаваемого тепла.

Предлагается математическая модель процесса рекуперации тепла в системах вентиляции помещений с роторным регенеративным теплообменником, обеспечивающая возможность расчета нестационарного температурного поля конструктивных элементов ротора, выполняющих функции теплового регенератора. Целью математического моделирования данного процесса является разработка методики инженерного расчета роторного регенеративного теплообменника для систем приточно-вытяжной вентиляции помещений.

Рассмотрим ротор, изготовленный из тонких элементов прямоугольного сечения (рис. 2). Если принять допущение о пренебрежимости тепловых потоков с торцевых поверхностей тонких элементов, то температурное поле элементов ротора может быть смоделировано решением задачи нестационарной теплопроводности для неограниченной пластины. Особенностью постановки такой задачи является использование расчетного температурного поля элемента в момент окончания контакта с воздушным потоком одной температуры в качестве начального температурного распределения для очередного участ-



**Рис. 2. Фрагмент возможной конструкции ротора регенеративного теплообменника**

ка контакта с воздушным потоком другой температуры. Аналогичный подход к математическому моделированию нестационарных процессов тепло- и массопереноса описан в [1, 2].

Вследствие центральной симметрии температурного поля тонкого элемента рассмотрим решение задачи нестационарной теплопроводности для однослойной неограниченной пластины относительно температуры окружающей среды:

$$\frac{\partial t(x, \tau)}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t(x, \tau)}{\partial x^2}, \quad 0 \leq x \leq R, \quad \tau > 0; \quad (1)$$

$$t(x, 0) = f(x) - t_c; \quad (2)$$

$$\frac{\partial t(0, \tau)}{\partial x} = 0; \quad (3)$$

$$\lambda \frac{\partial t(R, \tau)}{\partial x} = \alpha t(R, \tau) = 0, \quad (4)$$

где  $t(x, \tau)$  – температурное поле пластины (относительно температуры воздушного потока), °C, как функция координаты  $x$ , м, по толщине пластины и времени  $\tau$ , с;  $R$  – полутолщина пластины, м;  $a$  – температуропроводность материала пластины, м<sup>2</sup>/с;  $\lambda$  – теплопроводность материала пластины, Вт/(м·К);  $f(x)$  – начальное распределение температуры по толщине пластины, °C;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи от поверхностей пластины к воздушному потоку, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_c$  – температура окружающей среды, °C.

Решение задачи (1) – (4) получено методом конечных интегральных преобразований, теория которого разработана Н. С. Кошляковым [3].

Для исключения координаты  $x$  используется формула перехода к изображениям (весовая функция, равная 1, не приведена):

$$U(\mu, \tau) = \int_0^R t(x, \tau) W(\mu, x) dx. \quad (5)$$

Обратный переход осуществляется по формуле

$$t(x, \tau) = t_c + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{U(\mu_n, \tau) W(\mu_n, x)}{Z_n}. \quad (6)$$

Ядро интегрального преобразования  $W(\mu, x)$  является решением вспомогательной задачи ( $\mu$  – параметр):

$$\frac{d^2 W(\mu, x)}{dx^2} + \mu^2 W(\mu, x) = 0, \quad 0 \leq x \leq R; \quad (7)$$

$$\frac{dW(\mu, x)}{dx} = 0; \quad (8)$$

$$\lambda \frac{dW(\mu, R)}{dx} + \alpha W(\mu, R) = 0. \quad (9)$$

Решение уравнения (7) (с точностью до постоянного множителя)

$$W(\mu_n, x) = \sin(\mu_n x + \varphi_n). \quad (10)$$

Числа  $\varphi_n, \mu_n$  определяются из граничных условий (8), (9):

$$\varphi_n = \frac{\pi}{2} + \pi n, \quad (11)$$

где  $\mu_n$  –  $n$ -й последовательный положительный корень уравнения

$$\frac{\lambda \mu}{\alpha} \sin(\mu R) - \cos(\mu R) = 0. \quad (12)$$

Тогда

$$W(x, \mu_n) = -\cos(\mu_n x); \quad (13)$$

$$Z_n = \int_0^R W^2(\mu_n, x) dx = \frac{1}{2\mu_n} (R\mu_n + \sin(\mu_n R)\cos(\mu_n R)). \quad (14)$$

Применяя преобразование (5) к задаче (1) – (4), переходим к изображениям:

$$\frac{dU(\mu_n, \tau)}{d\tau} + a\mu_n^2 U(\mu_n, \tau) = 0; \quad (15)$$

$$U(\mu_n, 0) = \int_0^R (f(x) - t_c) W(\mu_n, x) dx. \quad (16)$$

Решением задачи (15), (16) является функция

$$U(\mu_n, \tau) = U(\mu_n, 0) \exp(-a\mu_n^2 \tau). \quad (17)$$

Так как фрагмент ротора регенеративного теплообменника вступает в тепловое взаимодействие с потоком воздуха, имея температурный профиль, соответствующий конечному моменту времени предыдущего контакта с воздушным потоком другой температуры, то этот температурный профиль является начальным распределением температур для текущего интервала времени. Таким образом, начальным распределением  $f(x)$  является температурный профиль, определяемый выражением (6) для момента времени  $\tau_k$ , соответствующего концу предыдущего интервала времени.

Решение (6) можно записать в виде

$$t(x, \tau) = t_c - \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(\mu_n x) \exp(-a\mu_n^2 \tau), \quad (18)$$

где

$$A_n = \left( - \int_0^R (f(x) - t_c) \cos(\mu_n x) dx \right) / Z_n. \quad (19)$$

Интеграл в числителе (19) вычисляется аналитически

$$\begin{aligned} - \int_0^R (f(x) - t_c) \cos(\mu_n x) dx &= - \int_0^R (t_b(x, \tau_k) - t_c) \cos(\mu_n x) dx = \\ &= -(t_{cb} - t_c) \int_0^R \cos(\mu_n x) dx + \sum_{k=1}^{\infty} A_{kb} \exp(-a_b \mu_{kb}^2 \tau_k) \int_0^R \cos(\mu_{kb} x) \cos(\mu_n x) dx = \end{aligned}$$

$$= -\frac{(t_{cb} - t_c) \sin(\mu_n R)}{\mu_n} + \sum_{k=1}^{\infty} A_{kb} \exp(-a_b \mu_{kb}^2 \tau_k) \int_0^R \cos(\mu_{kb} x) \cos(\mu_n x) dx. \quad (20)$$

Индекс «b» указывает, что параметр относится к предыдущей области.

В свою очередь, если  $\mu_{kb} - \mu_n \neq 0$ , то

$$\int_0^R \cos(\mu_{kb} x) \cos(\mu_n x) dx = \frac{\sin((\mu_{kb} - \mu_n)R)}{2(\mu_{kb} - \mu_n)} + \frac{\sin((\mu_{kb} + \mu_n)R)}{2(\mu_{kb} + \mu_n)}. \quad (21)$$

иначе

$$\int_0^R \cos(\mu_{kb} x) \cos(\mu_n x) dx = \frac{1}{2\mu_n} (R\mu_n + \sin(\mu_n R) \cos(\mu_n R)). \quad (22)$$

Среднеобъемная температура

$$\bar{t}(\tau) = \frac{1}{R} \int_0^R t(x, \tau) dx = t_c - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{A_n}{\mu_n R} \sin(\mu_n R) \exp(-a \mu_n^2 \tau). \quad (23)$$

Пусть  $k_c$  – доля сечения канала, перекрываемая элементами ротора;  $d$ ,  $d_c$  – диаметры ротора и ступицы ротора соответственно, м;  $l_p$  – толщина ротора (длина элементов ротора в направлении воздушного потока), м;  $\rho$ ,  $C$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>, и теплоемкость, Дж/(кг·К), материала ротора соответственно;  $N$  – скорость вращения ротора, об/с;  $V$  – объемный расход воздуха, отводимый из помещения, м<sup>3</sup>/с, при температуре в помещении  $t_b$ . Потерей активного сечения ротора из-за наличия перегородки, разделяющей потоки, будем пренебрегать.

Тогда начальная скорость отводимого воздуха в каналах ротора

$$U_{v0} = \frac{8V}{\pi(d^2 - d_c^2)(1 - k_c)}; \quad (24)$$

объемный расход воздуха, подводимый в помещение, м<sup>3</sup>/с, при температуре наружного воздуха  $t_n$  (без учета падений давления в воздушных каналах)

$$V_n = V \frac{t_n + 273}{t_b + 273}; \quad (25)$$

начальная скорость подводимого воздуха в каналах ротора

$$U_{n0} = \frac{8V_n}{\pi(d^2 - d_c^2)(1 - k_c)}; \quad (26)$$

время контакта элемента ротора с воздушным потоком

$$\tau_k = \frac{1}{2N}; \quad (27)$$

температурное поле воздушного потока при движении в каналах ротора в условиях теплообмена [4]

$$t_y(y) = t_n + (t_{0y} - t_n) \exp(-K_y y), \quad (28)$$

где  $y$  – продольная координата по толщине ротора, м;  $t_{0y}$  – температура воздушного потока перед ротором, °С;  $t_n$  – температура поверхности элемента ротора, °С;

$K_y = \frac{\alpha P}{G c_y}$ ;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи от воздушного потока к элементу ротора, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $P$  – омываемый периметр каналов ротора, м;  $G$  – массовый расход воздуха, кг/с;  $c_y$  – теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К).

Средняя температура воздушного потока по толщине ротора

$$\bar{t}_y = t_n + \frac{(t_{0y} - t_n)}{K_y l_p} (1 - \exp(-K_y l_p)). \quad (29)$$

Тепловая мощность, Вт, переносимая ротором в установившемся режиме,

$$P = 0,25\pi d^2 l k_{ср} C N (\bar{t}(\tau_k) - \bar{t}_b(\tau_k)). \quad (30)$$

Программа, реализующая решения (18) и (23) задачи (1) – (4) и дополнительные соотношения (24) – (30), построена на основе сочетания фрагментов, описывающих нестационарные температурные поля пластин и воздушного потока. В этом случае программу можно рассматривать как структурную модель теплообменника. Такая программа позволяет путем выполнения сравнительных расчетов выбрать рациональные размеры элементов ротора и режим его работы для заданных условий вентиляции помещения.

Алгоритм расчета позволяет определять температурные поля элементов ротора в процессе его вращения от начальных значений до установившегося состояния, при котором температурное поле элемента будет определяться только его пространственным положением и оставаться неизменным от оборота к обороту. Также определяются температурные поля воздушных потоков в каналах ротора, возвращаемая и теряемая тепловые мощности.

Так как температура воздушного потока в процессе теплообмена меняется по длине элементов ротора, расчет температурного поля регенеративного теплообменника выполняется итерациями. Результаты сравнительных расчетов температурных полей элементов ротора и воздушных потоков в процессе рекуперации тепла отводимого воздуха при вентиляции помещения позволили исследовать влияние параметров ротора и режимов его работы на степень рекуперации тепловой энергии.

Рекуперация тепла роторами, изготовленными из различных металлов и сплавов, при сохранении геометрических размеров не зависит от материала изготовления, так как толщина элементов ротора определяется прочностными требованиями. Частота вращения ротора в широком диапазоне значений также не влияет на степень рекуперации тепла.

Таким образом, варьируемыми параметрами при разработке конструкции ротора для заданных расходов воздуха и перепада температур являются диаметр и толщина ротора, а также доля сечения канала, перекрываемая элементами ротора.

#### *Список литературы*

1. Коновалов, В. И. О возможностях использования точных, интервальных и приближенных аналитических методов в задачах тепло- и массопереноса в твердых телах. Часть 1: Постановка проблемы. Точные аналитические методы / В. И. Коновалов, Е. Н. Туголуков, Н. Ц. Гагапова // Вестн. Тамб. гос. техн. ун-та. – 1995. – Т. 1, № 1-2. – С. 75 – 90.

2. К расчету внутреннего тепло- и массопереноса и кинетики сушки и нагрева волокнистых материалов / В. И. Коновалов [и др.] // Вестн. Тамб. гос. техн. ун-та. – 1997. – Т. 3, № 3. – С. 224 – 236.

3. Кошляков, Н. С. Уравнения в частных производных математической физики / Н. С. Кошляков, Э. Б. Глинер, М. М. Смирнов. – М. : Высш. школа, 1970. – 712 с.

4. Туголуков, Е. Н. Математическое моделирование технологического оборудования многоассортиментных химических производств / Е. Н. Туголуков. – М. : Машиностроение-1, 2004. – 100 с.

---

## Energy Saving in Ventilation Systems of Rooms

E. N. Tugolukov<sup>1</sup>, S. Yu. Alekseev<sup>2</sup>, T. P. Dyachkova<sup>1</sup>,  
E. A. Burakova<sup>1</sup>, B. Ezzeddin<sup>1</sup>

*Department of Engineering and Technology of Nanoproducts (1),  
TSTU, Tambov, Russia; tugolukov.en@mail.ru;  
Corporation Roskhimzashchita OJSC (2), Tambov, Russia*

**Keywords:** mathematical modeling; method of finite integral transformations; temperature fields; energy saving.

**Abstract:** The paper presents a method of calculating the rotor regenerative heat exchanger for heat recovery in the systems of supply and exhaust ventilation of rooms. This method is based on the use of analytical solutions of problems of thermal conductivity for mathematical modeling of non-stationary temperature fields of the rotor elements and the air flow washing them. In the formulation of the problem of heat conduction for the rotor elements, the calculated temperature field of the element at the time of the end of contact with the air flow of one temperature was used as the initial temperature distribution for the next section of contact with the air flow of other the temperature.

### References

1. Konovalov V.I., Tugolukov Ye.N., Gatapova N.Ts. [About the possibilities of using exact, interval and approximate analytical methods in problems of heat and mass transfer in solids. Part 1: Problem Statement. Exact analytical methods], *Transactions of the Tambov State Technical University*, 1995, vol. 1-2, pp. 75-90. (In Russ., abstract in Eng.)

2. Konovalov V.I., Tugolukov Ye.N., Gatapova N.Ts., Khanuni S.S.S., Korobova I.L., Pakhomov A.N., Sergeeva E.A. [To the calculation of internal heat and mass transfer and kinetics of drying and heating of fibrous materials], *Transactions of the Tambov State Technical University*, 1997, vol. 3, no. 3, pp. 224-236. (In Russ., abstract in Eng.)

3. Koshlyakov N.S., Gliner E.B., Smirnov M.M. *Uravneniya v chastnykh proizvodnykh matematicheskoy fiziki* [Partial equations of mathematical physics], Moscow: Vysshaya shkola, 1970, 712 p. (In Russ.)

4. Tugolukov Ye.N. *Matematicheskoye modelirovaniye tekhnologicheskogo oborudovaniya mnogoassortimentnykh khimicheskikh proizvodstv* [Mathematical modeling of technological equipment of multi-assortment chemical production], Moscow: Mashinostroyeniye-1, 2004, 100 p. (In Russ.)

## **Energieeinsparung in Raumlüftungssystemen**

**Zusammenfassung:** Es ist die Methode der Berechnung des regenerativen Rotationswärmetauschers für die Wärmerückgewinnung in Systemen der Belüftung und Entlüftung von Räumen, basierend auf analytischen Lösungen der Aufgaben der Wärmeleitfähigkeit für die mathematische Modellierung von nicht stationären Temperaturfeldern der Rotorelemente und deren Luftströmung vorgestellt. Bei der Formulierung des Problems der Wärmeleitung für die Rotorelemente wird das berechnete Temperaturfeld des Elements zum Zeitpunkt des Kontaktendes mit dem Luftstrom einer Temperatur als anfängliche Temperaturverteilung für den nächsten Kontaktabschnitt mit dem Luftstrom einer anderen Temperatur verwendet.

---

## **Économies d'énergie dans les systèmes de ventilation intérieure**

**Résumé:** Est présentée la méthode de calcul de l'échangeur de chaleur régénératif rotatif pour la récupération de la chaleur dans les systèmes de ventilation des locaux basée sur l'utilisation de solutions analytiques des problèmes de conductivité thermique pour la modélisation mathématique des champs de température non statiques des éléments du rotor et du courant d'air. La définition du problème de conductivité thermique pour les éléments du rotor utilise le champ de température de l'élément au moment de la fin du contact avec le flux d'air d'une température comme limite de température initiale pour la prochaine partie du contact avec le flux d'air d'une autre température.

---

**Авторы:** *Туголуков Евгений Николаевич* – доктор технических наук, профессор кафедры «Техника и технологии производства нанопродуктов», ФГБОУ ВО «ТГТУ», г. Тамбов, Россия; *Алексеев Сергей Юрьевич* – кандидат технических наук, доцент, начальник сектора по разработке автоматизированных средств и систем, ОАО «Корпорация «Росхимзащита», г. Тамбов, Россия; *Дьячкова Татьяна Петровна* – доктор химических наук, доцент, профессор кафедры «Техника и технологии производства нанопродуктов»; *Буракова Елена Анатольевна* – кандидат технических наук, доцент кафедры «Техника и технологии производства нанопродуктов»; *Езеддин Бахаа* – магистрант, ФГБОУ ВО «ТГТУ», г. Тамбов, Россия.

**Рецензент:** *Карнушкин Сергей Викторович* – доктор технических наук, профессор кафедры «Компьютерно-интегрированные системы в машиностроении», ФГБОУ ВО «ТГТУ», г. Тамбов, Россия.