

## К ВОПРОСУ РАСЧЕТА РАБОТЫ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Для оптимізації конструкції регенеративних теплообмінних апаратів наводиться метод за допомогою якого можливо вирішення задачі для нетеплопровідної насадки в випадку теплообміну без волновиділення. Наведена система рівнянь має вирішення для сектора нагріву повітря (гарячий сектор) та для сектора охолодження повітря (холодного сектору). Одержані рішення системи рівнянь дозволять змоделювати роботу регенеративного теплообмінника, що обертається та визначити оптимальні конструкторські співвідношення та експлуатаційні параметри.

**Ключеві слова:** регенеративні теплообмінники, що обертаються, теплопередаючі насадки, теплопередача, конструктивні та експлуатаційні параметри.

Для оптимизации конструкции регенеративных теплообменных аппаратов приводится метод, при помощи которого возможно разрешение задачи для нетеплопроводной насадки в случае теплообмена без волновыделения.

Приведенная система уравнений имеет разрешение для сектора нагрева воздуха (горячей сектор) и для сектора охлаждения воздуха (холодного сектору).

Полученные решения системы уравнений позволят смоделировать работу регенеративного теплообменника, который вращается, и определить оптимальные конструкторские соотношения и эксплуатационные параметры.

**Ключевые слова:** регенеративный теплообменник, который вращается, теплопередающие насадки, теплопередача, конструктивные и эксплуатационные параметры.

For optimizatsiyi of design of regenerative heat exchangers is provided a method of using which may solve the problem for neteplovrovodnoy. Tips in case of heat transfer without volnovydilennya. The following system of equations has a solution to sector air heating (hot sector) and for sector cooling air (cold sector). The obtained solutions of the equations will simulate the work of regenerative teploobminnyka, rotating and to determine the optimal design and performance ratio parameters.

**Key words:** regenerative heat exchanger that rotating teploperedayuschi nozzles, heat transfer, design and operational parameters.

**Введение.** В настоящее время увеличивалась степень применения регенеративных теплообменников. Это связано с более широким их применением в области энергосбережения, особенно применения вращающихся регенеративных теплообменников.

Для рационального конструирования вращающихся регенеративных теплообменников необходимо знание влияния эксплуатационных и конструктивных параметров (расходов тепловой и холодной среды, величины секторов, скорости вращения теплопередающей насадки и т. д.) на эффективность работы.

Методы расчета, как правило, определены для циклических регенеративных теплообменников [2, 3] и при их модификации для вращающихся не могут дать полной картины динамики работы вращающегося регенеративного теплообменника.

Ниже приводится решение задачи для нетеплопроводной насадки в случае теплообмена без влаговыделения. Можно получить такие уравнения

теплового баланса для режимов охлаждения (нагрева) насадки и воздуха:

– для насадки

$$\rho_n c_{pn} \frac{\partial t_n}{\partial \tau} = \pm \alpha (t_b - t_n)$$

– для воздуха

$$v_b c_{pb} \rho_b \frac{\partial t_b}{\partial \tau} = \pm \alpha (t_b - t_n)$$

где  $t$  – температура, °С;  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $c_p$  – теплоемкость, кДж/кг;  $v$  – скорость воздуха в насадке, м/с;  $\alpha$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $f$  – удельная поверхность, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>;  $x$  – длина, м;  $\tau$  – время охлаждения (нагрева) насадки, с. Индексы означают «н» – насадка, «в» – воздух.

Обозначив

$$\frac{\alpha f}{\rho_H c_{pH}} \tau = z \text{ и } \frac{\alpha f}{W_B c_{pB} \rho_B} x = \psi$$

получим

$$\frac{\partial t_H}{\partial z} = \pm(t_B - t_H); \quad \frac{\partial t_B}{\partial \psi} = \pm(t_B - t_H)$$

Данная система уравнений аналогична системе, описывающей процесс сорбции влаги твердым сорбентом [1] и имеет решение для сектора нагрева воздуха (охлаждения насадки) – горячего сектора.

$$\frac{t_H(z, \psi) - t_{HO}}{t_{BO} - t_{HO}} = e^{-\psi} \int_0^z e^{-z} I_0(2\sqrt{z\psi}) dz;$$

$$\frac{t_B(z, \psi) - t_{BO}}{t_{BO} - t_{HO}} = -e^{-\psi} \int_0^\psi e^{-\psi} I_0(2\sqrt{z\psi}) d\psi; \quad (1)$$

и для сектора охлаждения воздуха (нагрева насадки) – холодного сектора.

$$\frac{t_H(z, \psi) - t_{HO}}{t_{BO} - t_{HO}} = -e^{-\psi} \int_0^z e^{-z} I_0(2\sqrt{z\psi}) dz;$$

$$\frac{t_B(z, \psi) - t_{BO}}{t_{BO} - t_{HO}} = e^{-\psi} \int_0^\psi e^{-\psi} I_0(2\sqrt{z\psi}) d\psi;$$

где  $I_0$  – модифицированная функция Бесселя нулевого порядка. Индекс «0» означает начальные параметры воздуха на входе в соответствующий сектор и насадки со стороны входа воздуха в начале перехода в соответствующий сектор.

Основными определяемыми значениями при расчете регенеративных теплообменников является температура подогрева воздуха и эффективность работы теплообменника.

Температура воздуха на выходе из сектора нагрева воздуха

$$t_B(z, \psi_K) - t_{BO} = t_{BO} - (t_{BO} - t_{HO}) e^{-\psi_K} \int_0^{\psi_K} e^{-\psi} I_0(2\sqrt{z\psi}) d\psi, \quad (2)$$

где  $\psi_K$  – значение комплекса  $\psi$  при  $x = 1$  (1 – глубина теплообменника). Эффективность теплообменника

$$E = \frac{\bar{t}_B - t_{BO}^X}{t_{BO}^\Gamma - t_{HO}^\Gamma}, \quad (3)$$

где  $\bar{t}_B$  – средняя температура на выходе из сектора подогрева воздуха  $t(x, \psi_K)$  при изменении  $z$  от 0 до  $z_K$  в секторе подогрева.

Индексы «х» и «г» относятся к холодному воздуху (воспринимающему тепло) и горячему (отдающему тепло) соответственно.

Функцию Бесселя  $I_0$  можно определить из таблиц [4] или вычислить аналитически в целом

$$e^{-\psi} \int_0^z e^{-z} I_0(2\sqrt{z\psi}) dz \text{ или } e^{-\psi} \int_0^\psi e^{-\psi} I_0(2\sqrt{z\psi}) d\psi,$$

учитывая, что разложение в ряд функции  $I_0$  имеет вид:

$$I_0(2\sqrt{z\psi}) = 1 + \frac{z\psi}{(1!)^2} + \frac{z^2\psi^2}{(2!)^2} + \dots + \frac{z^n\psi^n}{(n!)^2} + \dots \quad (4)$$

Полученные решения позволяют смоделировать работу вращающегося регенеративного теплообменника.

Скорость вращения может задаться временем совершения полного оборота, а распределение величин секторов горячего и холодного соотношением времени для прохождения элементом насадки сектора.

Например, при скорости вращения 1 об/час и соотношения горячего и холодного секторов 1:1, будем иметь общее время  $\tau = 3600$  с, для горячего сектора  $\tau = 1800$  с, и для холодного сектора  $\tau = 1800$  с.

При скорости вращения 0,5 об/час и соотношении секторов 1:2 будем иметь общее время  $\tau = 1800$  с и  $\tau^\Gamma = 600$  с,  $\tau^X = 1200$  с.

Начиная, например, со значений, принятых при совершении первого оборота  $t_{BO}^\Gamma, t_{BO}^X$ , которые не меняются при совершении последующих оборотов, и  $t_{HO} = t_B^\Pi$  ( $t_B^\Pi$  – температура воздуха в помещении), нужно учитывать начальный период стабилизации температур насадки и выходящего подогреваемого воздуха.

Например, при противоточной схеме движения воздуха при первом обороте температура насадки равна  $t_{HO} = t_B^\Pi$  для холодного и горячего сектора.

При втором обороте следует принять температуру насадки для холодного сектора  $t_{HO}^X = t_H^\Gamma(z_K^X, \psi_\Gamma)$ , а для горячего сектора  $t_{HO}^\Gamma = t_H^X(z_K^\Gamma, \psi_K)$ .

При прямоточной схеме

$$t_{HO}^X = t_H^\Gamma(z_K^X, \psi_0) \text{ и } t_{HO}^\Gamma = t_H^X(z_K^\Gamma, \psi_0)$$

Здесь индекс «к» соответствует времени прохождения соответствующего сектора.

Расчет проводится до получения

$$t_{HO}^{n-1} \approx t_{HO}^n \text{ и } t_B^{n-1} \approx t_B^n$$

Определяя значения  $\psi$  и  $\tau$ , можно моделировать работу регенеративного вращающегося теплообменника для различных значений конструктивных и эксплуатационных параметров.

Среднюю температуру воздуха в секторе подогрева воздуха можно вычислить по средней величине для различных точек вычисления во времени  $z_0, z_1, z_2, \dots, z_n$

$$\bar{t}_B = \frac{t_0(z_0, \psi_K) + t_1(z_1, \psi_K) + t_2(z_2, \psi_K) + \dots + t_n}{n}, \quad (5)$$

### Выводы

Рассчитав средние температуры воздуха на выходе из сектора его подогрева и эффективность работы теплообменника, можно определить оптимальные конструктивные соотношения и эксплуатационные параметры.

Полученные решения системы уравнений позволят смоделировать работу регенеративного теплообменника, который вращается, и определить оптимальные конструкторские соотношения и эксплуатационные параметры.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Батунер Л. М. Математические методы в химической технике Л. М. Батунер, М. Е. Позин. – 5-е изд., перераб. и доп.; под общей ред. М. Е. Позина. – Л. : Химия, 1968.
2. Керн Л. Развитие поверхности теплообмена / Л. Керн, А. Краус. – М. : Энергия, 1977. – 464 с.
3. Якоб М. Вопросы теплопередачи / М. Якоб. – М. : Иностранная литература, 1960. – 516 с.
4. Бренштейн И. Н., Семеняев К. А. Справочник по математике для инженеров и учащихся в ВТУЗов. – Лейпциг; / И. Н. Бренштейн, К. А. Семеняев. – М. : Совместное издательство «Тойнбер», «Наука», гл. редакция физико-математической литературы, 1981. – 718 с.

Рецензенты: д.т.н., проф. Радченко М. И.,  
к.т.н., доц. Сирота О. А.

© Лукьянчиков С. Д., 2011

© Ризун А. И., 2011

© Ризун И. Р., 2011

© Чернобрывец А. Л., 2011

*Стаття надійшла до редколегії 11.05.2011 р.*