

УДК 536.24:662.99

С.С. Титарь, канд. техн. наук, проф.,  
 А.Д. Димитров, канд. техн. наук, доц.,  
 В.А. Пядухов, магистр,  
 Одес. нац. политехн. ун-т.

## АНАЛИЗ ТЕПЛОВОЙ РАБОТЫ РАДИАЦИОННО-КОНВЕКТИВНЫХ РЕКУПЕРАТОРОВ

С.С. Титарь, О.Д. Димитров, В.О. Пядухов  
**Аналіз теплової роботи радіаційно-конвективних рекуператорів.** Розглянуто схему теплообміну крізь стінку рекуператора. На основі математичного моделювання теплових процесів в щілинному рекуператорі, розв'язано стаціонарну задачу теплообміну. Приведено результати числового моделювання, які дозволяють визначити температуру стінки щілинного рекуператора.

S.S. Titar, A.D. Dimitrov, V.A. Pyadukhov. **Time and motion study of heating capacity of radiational and convective recuperators.** A schematic of heat exchange through a wall of a recuperator is presented. On the basis of mathematical modelling of heat processes inside a slit recuperator a stationary problem of heat exchange is solved. The results of numerical simulation, which allow to get the temperature of recuperator wall, and hence, its design dimensions, are presented.

Теоретические исследования сложного теплообмена в высокотемпературных рекуператорах наиболее полно исследовались в [1...6], где рассматривался теплообмен потока с поверхностью теплообмена и способы разложения сложного теплообмена. Применение метода последовательных приближений при расчете сложного теплообмена дает наиболее точные результаты, но очень трудоемко. Проанализированы методы расчета, в которых влияние характеристик теплообменников и теплофизических свойств среды рассматривается в комплексе, что дает возможность определить границы, в которых нелинейные зависимости можно заменить линейными.

Рассмотрим общий случай сложного теплообмена в высокотемпературном щелевом рекуператоре с интенсификацией теплоотдачи на стороне воздуха с помощью вставок, участвующих в лучистом теплообмене с разделительной стенкой рекуператора.

В рассматриваемом варианте воздух движется в узком щелевом канале, а продукты сгорания внутри трубы большого диаметра, что характерно для щелевого рекуператора одностороннего облучения.

Со стороны продуктов сгорания теплоотдача осуществляется излучением и конвекцией, а на воздушной стороне кроме конвекции учитывается также и переизлучение между внутренними стенками щелевого канала.

Схема для расчета теплообмена показана на рис. 1.

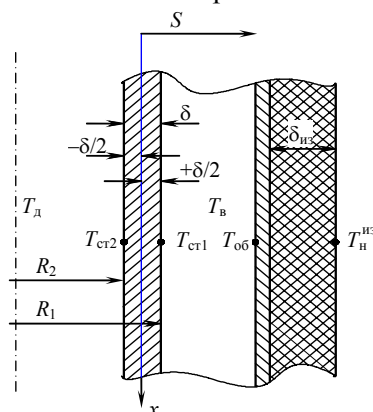


Рис. 1. Расчетная схема теплообмена

Предполагается, что в рекуператоре имеет место стационарный тепловой режим. При этом теплообмен между теплоносителями описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$T_{\text{в}} = T_{\text{ст1}} - \frac{W_1}{\mu_p \times \alpha_1 \times P} \cdot \frac{dT_{\text{в}}}{dx}, \quad (1)$$

$$T_{\text{д}} = T_{\text{ст2}} \pm \frac{W_2}{\beta \times \alpha_2 \times P} \cdot \frac{dT_{\text{д}}}{dx}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial^2 T_{\text{ст}}}{\partial S^2} = 0, \quad (3)$$

где  $T_{\text{в}}, T_{\text{д}}$  — температура воздуха и продуктов сгорания, К, соответственно;

$T_{\text{ст1}}, T_{\text{ст2}}$  — температура поверхности нагрева со стороны воздуха и продуктов сгорания, К, соответственно;

$W_1, W_2$  — расходная теплоемкость воздуха и продуктов сгорания, Вт/К, соответственно;

$\beta = R_2/R_1$ ,  $R_1, R_2$  — внешний и внутренний радиусы внутренней трубы, м;

$\alpha_1$  — коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху в трубе без вставок, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\alpha_2$  — коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$P$  — периметр внутренней трубы по внешнему радиусу, м;

$\eta_p$  — коэффициент, учитывающий полезно переданное тепло воздуху в рекуператоре.

$\mu_p$  — коэффициент, учитывающий интенсификацию теплоотдачи к воздуху в канале со

вставками,  $\mu_p = \frac{\alpha_{\text{вст}}}{\alpha_1} \geq 1$ ,  $\alpha_{\text{вст}}$  — коэффициент теплоотдачи к воздуху в трубе со вставками,

Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\mu_p = 1$  отвечают случаю, когда в трубах отсутствуют вставки.

В (2) знак “+” соответствует прямоточному движению теплоносителей, знак “-” — противоточному.

Уравнение (3) не учитывает переноса тепла вдоль оси  $X$ , что не вносит существенной погрешности в расчет.

Дифференциальное уравнение теплообмена в радиационно-конвективном рекуператоре выводится из совместного решения уравнений (1)...(3).

Решение уравнения (3) должно удовлетворять следующим граничным условиям:

$$-\lambda \frac{\partial T_{\text{ст}}}{\partial S} = \mu_p \alpha_1 (T_{\text{ст1}} - T_{\text{в}}) + \eta_p \mu_p \alpha_1 (T_{\text{об}} - T_{\text{в}}), \quad (4)$$

$$S = +\frac{\delta}{2}$$

$$-\lambda \frac{\partial T_{\text{ст}}}{\partial S} = \alpha_2^{\text{к}} (T_{\text{д}} - T_{\text{ст2}}) + c_{\text{вд}} [(0,01T_{\text{д}})^4 - (0,01T_{\text{ст2}})^4], \quad (5)$$

$$S = -\frac{\delta}{2}$$

где  $T_{\text{об}}$  — температура поверхности наружной обечайки, К;

$\alpha_2^{\text{к}}$  — коэффициент конвективной теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$c_{\text{вд}}$  — видимый коэффициент излучения продуктов сгорания внутри трубы, Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>);

$\lambda$  — коэффициент теплопроводности разделительной стенки, Вт/(м·К).

Выражение для температуры стенки имеет вид

$$T_{\text{ст}} = T_{\text{ст2}} - \frac{T_{\text{ст2}} - T_{\text{ст1}}}{\delta} S, \quad (6)$$

где  $0 \leq S \leq \delta$

Решая совместно (4) и (6), получим выражения для температуры стенки со стороны нагреваемого теплоносителя

$$T_{\text{ст1}} = \frac{T_{\text{ст2}} + 2\mu_p Bi_1 (1 + \eta_p) T_{\text{в}} - 2\mu_p Bi_1 \eta_p T_{\text{о6}}}{1 + 2\mu_p Bi_1}, \quad (7)$$

где  $Bi_1 = \frac{\alpha_1 \delta}{2\lambda}$ .

Решая совместно уравнения (5, 6) и (7), получим выражение для температуры стенки со стороны греющего теплоносителя.

$$T_{\text{ст2}} = \frac{(1 + \eta_p) T_{\text{в}} - \eta_p T_{\text{о6}} + Bi_2 \left( \frac{1}{\mu_p Bi_1} + 2 \right) T_{\text{д}}}{1 + Bi_2 \left( \frac{1}{\mu_p Bi_1} + 2 \right)} + \frac{\frac{c_{\text{вд}} \delta}{2\lambda} \left( \frac{1}{\mu_p Bi_1} + 2 \right) [(0,01T_{\text{д}})^4 - (0,01T_{\text{ст2}})^4]}{1 + Bi_2 \left( \frac{1}{\mu_p Bi_1} + 2 \right)}.$$

После преобразований получаем

$$T_{\text{ст2}} = \frac{(1 + \eta_p) T_{\text{в}} - \eta_p T_{\text{о6}} + Bi_2 b T_{\text{д}}}{1 + Bi_2 b} + \frac{\frac{c_{\text{вд}} \delta}{2\lambda} [(0,01T_{\text{д}})^4 - (0,01T_{\text{ст2}})^4] b}{1 + Bi_2 b}, \quad (8)$$

где  $Bi_2 = \frac{\alpha_2^k \delta}{2\lambda}$ ;  $b = 2 + \frac{1}{\mu_p Bi_1}$ .

В уравнении (5) выражение  $c_{\text{вд}} [(0,01T_{\text{д}})^4 - (0,01T_{\text{ст2}})^4]$  представляет собой величину лучистого потока от продуктов сгорания к стенке, а  $\alpha_2^k (T_{\text{д}} - T_{\text{ст2}})$  — величину конвективного теплового потока.

Обозначив отношение лучистого потока ко всему потоку тепла со стороны греющего теплоносителя через  $\psi$

$$\psi = \frac{c_{\text{вд}} [(0,01T_{\text{д}})^4 - (0,01T_{\text{ст2}})^4]}{c_{\text{вд}} [(0,01T_{\text{д}})^4 - (0,01T_{\text{ст2}})^4] + \alpha_2^k (T_{\text{д}} + T_{\text{ст2}})}, \quad (9)$$

то уравнение (8) после преобразований будет иметь вид

$$T_{\text{ст2}} = \frac{(1 + \eta_p) T_{\text{в}}}{1 + Bi_2 \frac{b}{1 - \psi}} + \frac{Bi_2 b T_{\text{д}}}{(1 - \psi) \left( 1 + Bi_2 \frac{b}{1 - \psi} \right)} - \frac{\eta_p T_{\text{о6}}}{1 + Bi_2 \frac{b}{1 - \psi}}. \quad (10)$$

Подставляем в (1) и (2) значения  $T_{\text{ст1}}$  и  $T_{\text{ст2}}$  из (7) и (10)

$$T_{\text{в}} = \frac{(b - 2) T_{\text{ст2}} + 2(1 + \eta_p) T_{\text{в}} - 2\eta_p T_{\text{о6}}}{b} - \frac{W_1}{\mu_p \times \alpha_1 \times P} \cdot \frac{dT_{\text{в}}}{dx}, \quad (11)$$

$$T_{\text{д}} = \frac{(1 + \eta_p) T_{\text{в}}}{1 + Bi_2 \frac{b}{1 - \psi}} + \frac{Bi_2 b T_{\text{д}}}{(1 - \psi) \left( 1 + Bi_2 \frac{b}{1 - \psi} \right)} - \frac{\eta_p T_{\text{о6}}}{1 + Bi_2 \frac{b}{1 - \psi}} \pm \frac{W_2}{\beta \times \alpha_2 \times P} \cdot \frac{dT_{\text{д}}}{dx}. \quad (12)$$

После преобразований уравнений (11) и (12) получаем выражение для температур теплоносителей

$$T_{\text{в}} = AT_{\text{д}} - (A - 1)T_{\text{о6}} \pm BA \frac{R_{21} \eta_p}{\mu_p} \cdot \frac{dT_{\text{л}}}{dv_x}, \quad (13)$$

$$T_d = (1 + \eta_p)T_b - \eta_p T_{об} + B \frac{1}{\beta \eta_p} \cdot \frac{dT_l}{dv_x}, \quad (14)$$

где  $v_x = \frac{KF_x}{W_1}$ ,  $F_x$  — часть поверхности нагрева рекуператора от входа до сечения, в котором определяется температура, м<sup>2</sup>;

$K$  — коэффициент конвективной теплопередачи, отнесенный к поверхности омываемой воздухом, Вт/(м<sup>2</sup>К);

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2^k}};$$

$$A = \frac{1}{1 - \eta_p \left( \frac{\alpha_1}{K} - \frac{\alpha_1}{\alpha_2^k} \psi - 1 \right)};$$

$$B = 1 - \frac{K}{\alpha_1} \left( 1 - \frac{1}{\mu_p} \right) - \frac{K}{\alpha_2^k} \psi.$$

При чисто конвективном теплообмене  $T_b = T_{об}$ ,  $\psi = 0$ ,  $\mu_p = 1$ ,  $B = 1$ , Тогда уравнения (13, 14) имеют вид

$$T_b = T_d \pm R_{21} \eta_p \cdot \frac{dT_d}{dv_x}, \quad (15)$$

$$T_d = T_b + \frac{1}{\beta \eta_p} \cdot \frac{dT_b}{dv_x}. \quad (16)$$

Уравнение для температуры поверхности теплообмена со стороны греющего теплоносителя, после перехода к безразмерным величинам из (8), будет иметь вид:

$$\theta_{ст2}^4 + \theta_{ст2} \frac{1 + Bi_2 b}{Sk b} - \theta_b \frac{1 + \eta_p}{Sk b} + \theta_{об} \frac{\eta_p}{Sk b} - \left( \frac{Bi_2}{Sk} + 1 \right) = 0, \quad (17)$$

где  $\theta_{ст2} = \frac{T_{ст2}}{T_d}$ ;  $\theta_b = \frac{T_b}{T_d}$ ;  $\theta_{об} = \frac{T_{об}}{T_d}$ ;  $Sk = \frac{c_{вд} \delta}{2\lambda} T_d^3 10^{-8}$ .

В уравнении (17) все величины, кроме  $Sk$  (критерий Старка), характеризуют конвективный теплообмен в радиационно-конвективном рекуператоре.

Из уравнения (17) можно получить значения  $\theta_{ст}$  для частных случаев теплообмена. Так, приняв  $Sk = 0$ , получим температуру стенки для конвективного теплообмена.  $Bi_2 = 0$  соответствует случаю, когда теплоотдача со стороны греющего теплоносителя осуществляется только излучением.

Уравнение (17) позволяет определить температуру поверхности в зависимости от заданной температуры теплоносителей локальной либо усредненной.

Уравнение (17) решается по методу Кардано, в нем две неизвестных величины  $\theta_{ст}$  и  $\theta_{об}$ . Температуру обечайки со стороны нагреваемого воздуха можно определить из формулы тепловых потерь в окружающую среду

$$(1 - \eta_p) \mu_p \alpha_1 (T_{об} - T_b) = \frac{\lambda_{из}}{\delta_{из}} (T_{об} - T_n) \quad (18)$$

где  $T_n$  — температура наружной поверхности изоляции, К;

$\alpha_{из}$  — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности изоляции в окружающую среду, Вт/(м<sup>2</sup>К);

$\lambda_{из}$  — коэффициент теплопроводности изоляции, Вт/мК;

$\delta_{из}$  — толщина изоляции, м.

Решая уравнение (18) относительно  $T_{об}$ , получим

$$T_{об} = \frac{1}{1-D} T_{в} - \frac{D}{1-D} T_{н}, \quad (19)$$

где  $D = \frac{1}{(1-\eta_p)\mu_p Bi_{из}}$ ;  $Bi_{из} = \frac{\alpha_{из}\delta_{из}}{\lambda_{из}}$

Совместное решение (17) и (19) позволяет рассчитать температуру стенки щелевого рекуператора одностороннего облучения со стороны продуктов сгорания при заданных значениях  $T_{в}$ .

Приведенная методика позволяет, исходя из допустимых тепловых потерь в окружающую среду и выбранной конструкции тепловой изоляции, рассчитать при заданных температурах греющего и нагреваемого теплоносителей температуру стенки щелевого рекуператора, а следовательно, и его конструктивные размеры.

Зависимость  $\theta_{ст}$  была проверена по экспериментальным данным для щелевого рекуператора одностороннего облучения. При расчете критериев  $Bi_1$  и  $Bi_2$  коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2^k$  определялись по критериальным уравнениям для средних коэффициентов теплоотдачи по поверхности, а приведенный коэффициент  $c_d$  для критерия  $Sk$  — по локальной температуре продуктов сгорания.

Расчетные значения  $T_{ст}$  по формуле (17) для четырех сечений рекуператора приведены на рис. 2. В этих сечениях по [2] были проведены расчеты температуры стенки рекуператора для сравнения методик расчета. Как видно из рисунка, предлагаемая нами формула (17) дает значения температур стенки рекуператора, более близкие к фактическим, чем по [1]. Отклонения значений  $T_{ст}$  по формуле (17) от фактических по сечениям составляют 4,6...12,4 %, а по методике [2] — 6,4...32,6 %.

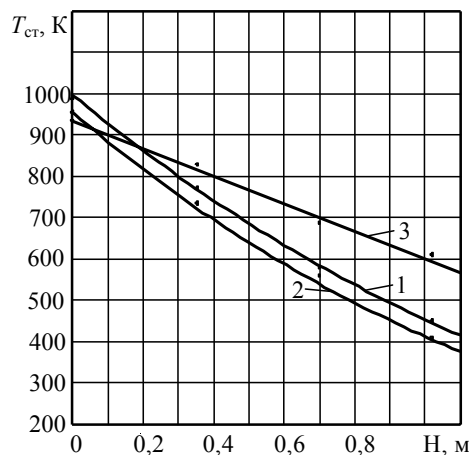


Рис. 2. Изменение температуры стенки по высоте щелевого рекуператора: 1 — экспериментальные данные [3], 2 — данные по предлагаемой методике; 3 — данные по [2]

Меньшие значения  $T_{ст}$  по формуле (17) можно объяснить тем, что при расчете не учитывалось излучение из предрекуперативного пространства. Методика [3] дает более точные значения  $T_{ст}$  на 0,5...1,5 % во входном сечении рекуператора (по продуктам сгорания), где наблюдается существенное влияние на  $T_{ст}$  излучения из предрекуперативного пространства.

Приведенные зависимости могут быть использованы при проектировании и исследовании работы щелевых радиационных рекуператоров одностороннего облучения.

**Литература**

1. Курганов В.А. Теплоотдача и сопротивление в круглой трубе вдали от входа при нагревании газов и газовых смесей с переменными свойствами / Курганов В.А., Маслакова И.В. // Теплоэнергетика. — 2005. — № 3. — С. 17 — 23.
2. Рабинович Г.Д. Расчет радиационно-конвективных рекуператоров // Инженер.-физ. журн. — Т. 10. — 1966. — № 2. — С. 56 — 60.
3. Высокотемпературный подогрев воздуха в радиационных рекуператорах / Тайц Н.Ю., Розенгард Ю.И., Сорокин А.А., Полетаев Б.Л. // Сталь. — 1958. — № 5. — С. 27 — 34.
4. Тебеньков Б.П.. Рекуператоры для промышленных печей. — М.: Металлургия, 1975. — 288 с.
5. Холостих В.И.. Роль передачи тепла лучеиспусканием в трубах со вставными стержнями // Известия вузов. — Энергетика. — 1966. — № 12. — С. 56 — 63.
6. Калякин С.Г. Экспериментальное исследование теплоотдачи в теплообменнике воздух-воздух / Калякин С.Г., Цыганок А.А. // Теплоэнергетика. — 2004. — № 8. — С. 7 — 9.

Поступила в редакцию 2 февраля 2007 г.

---