

**ОСОБЛИВОСТІ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОЇ РОБОТИ
ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ НА СТАДІЇ ПРОЕКТУВАННЯ**

І. Г. Яковлева, Н. В. Волянська

В даній роботі запропоновано застосовувати метод елементарних теплових балансів для моделювання теплової роботи теплообмінних апаратів на стадії їх проектування. Це дозволить враховувати динаміку зміни температур та теплофізичних властивостей теплоносіїв в процесі теплопередачі з урахуванням відмінності у швидкостях їх руху.

Ключові слова: *нагрівальна піч, димохід, відхідні димові гази, теплообмінний апарат, нагрівальна секція, метод елементарних теплових балансів, розрахунковий елемент.*

**ОСОБЕННОСТИ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ РАБОТЫ
ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

И. Г. Яковлева, Н. В. Волянская

В данной работе предложено использовать метод элементарных тепловых балансов для моделирования тепловой работы теплообменных аппаратов на стадии их проектирования. Это позволит учитывать динамику изменения температур и теплофизических свойств теплоносителей в процессе теплопередачи с учётом различия в скоростях их движения.

Ключевые слова: *нагревательная печь, дымоход, отходящие дымовые газы, теплообменный аппарат, нагревательная секция, метод элементарных тепловых балансов, расчётный элемент.*

**NUMERICAL MODELING'S PECULIARITIES OF THE HEAT
WORK OF HEAT EXCHANGERS ON THE DESIGN STAGE**

I. Yakovleva, N. Volyanskaya

In this paper we proposed to use the method of elementary heat balances for modeling the heat work of heat exchangers at the design stage. Such an approach will help to take into account the dynamics of temperature changes and thermal properties of heat transfer medium in heat transfer process considering the differences in the speed of their movement.

Keywords: *a heating furnace, chimney, the flue gases, heat exchanger, heating section, method of elementary heat balances, estimated element.*

Введение

Рекуперация вторичных энергоресурсов (ВЭР) на сегодня является одним из путей решения проблемы экономии исчерпаемых природных ресурсов, особенно органического топлива. Однако строительству новых и модернизации существующих рекуператоров должен предшествовать всесторонний анализ их тепловой работы. Поэтому работы, посвященные исследованию и проектированию теплообменных аппаратов, являются актуальными.

Большинство классических конструкционных (проектных) методик расчёта теплообменных аппаратов [1-2] базируются на определении необходимой поверхности нагрева для обеспечения заданной температуры подогрева воздуха (по технологическим показателям). Полученная площадь теплообмена определяет габариты рекуператора. Но часто в производственных условиях приходится иметь дело с тем, что размеры теплоутилизатора определяются местом его установки в дымоходе, изначально ограниченными определёнными конструктивными характеристиками. В таком случае отсутствие данных о конечной температуре теплоносителей делает невозможным использование классической методики расчёта, и тогда

задача конструктивного расчёта теплообменного аппарата сводится к определению условий теплообмена и вычислению конечных значений температур теплоносителей.

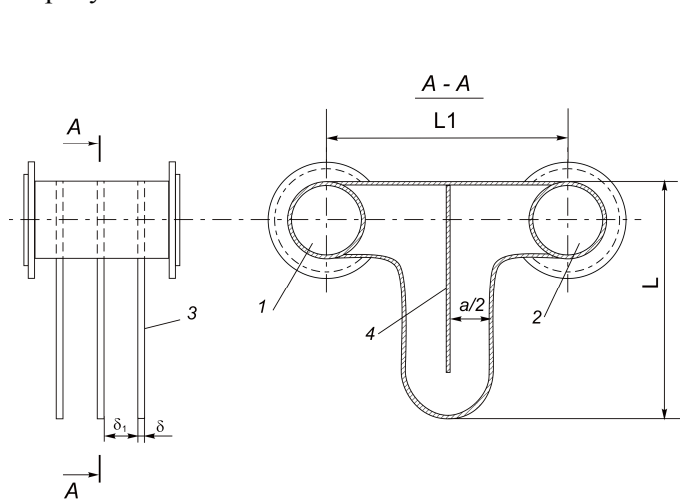
Целью работы является разработка математической модели для расчёта тепловой работы теплообменных аппаратов с учётом переменности скоростей движения теплоносителей.

Результаты исследований

Для примера рассмотрим пластинчатый теплообменный аппарат конструкции Днепродзержинского государственного технического университета (рис. 1) [3] и трубчатый двухблочный рекуператор с поворотной камерой (рис. 2) [4].

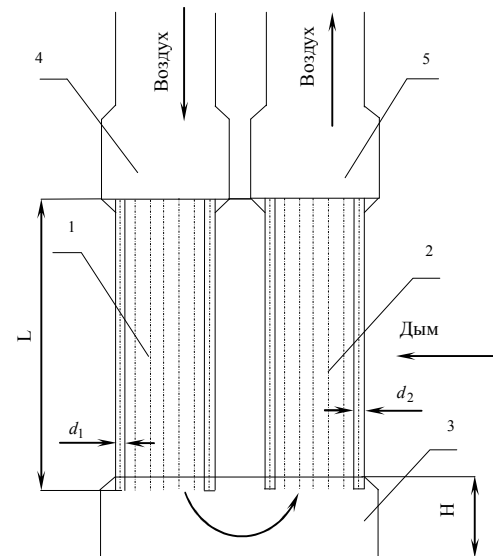
Пластинчатый рекуператор рассчитан на подогрев воздуха до температуры 200-400 °С, а трубчатый – до температуры 500-600 °С.

Для применения метода элементарных тепловых балансов секция пластинчатого рекуператора и блок трубчатого рекуператора разбиваются на расчётные элементы, как показано на рисунках 3 и 4 соответственно.



1 – коллектор холодного воздуха; 2 – коллектор нагретого воздуха; 3 – пластина; 4 –перегородка

Рисунок 1 – Схема пластинчатого рекуператора



1, 2 – блоки труб; 3 – поворотная камера; 4 – коллектор холодного воздуха; 5 – коллектор нагретого воздуха

Рисунок 2 – Схема трубчатого рекуператора с поворотной камерой

Расчётный элемент будет иметь высоту Δx , которая определится как отношение длины секции или блока к количеству разбиений по ней.

По полученным в процессе разбиения конструктивным размерам расчётного элемента определяются элементарные объёмы воздуха и дыма, которые находятся в процессе теплообмена; гидравлические диаметры для прохода воздуха и дыма; скорости движения теплоносителей.

Скорость движения воздуха в пластинчатом рекуператоре (рис. 1) w_{bx} , м/с, определится как:

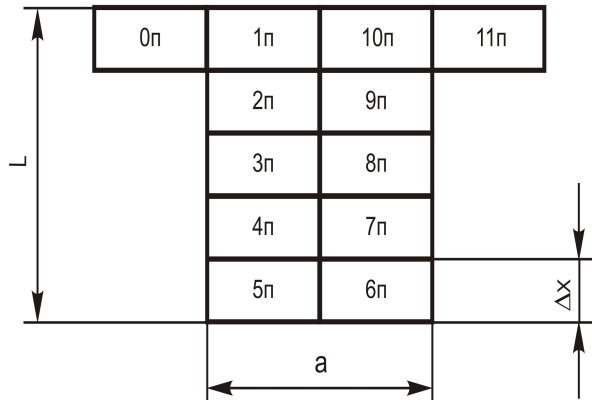
$$w_{bx} = \frac{2 \cdot V_{bx}}{n \cdot a \cdot \delta} \quad (1)$$

где V_{bx} – расход воздуха на рекуператор, м³/с;
 n – количество пластин рекуператора, шт.;
 a – ширина пластины, м;
 δ – толщина пластины рекуператора, м.

Скорость движения дымовых газов w_{dg} , м/с, которые омывают пластинчатый рекуператор, определится как

$$w_{dg} = \frac{V_{dg}}{(n + 1) \cdot a \cdot \delta} \quad (2)$$

где V_{dg} – расход дымовых газов, м³/с.



0п – начальная температура воздуха; 1п-10п – расчётные элементы по воздуху; 11п – конечная температура воздуха

Рисунок 3 – Схема разбивки нагревательной секции пластинчатого рекуператора на расчётные элементы

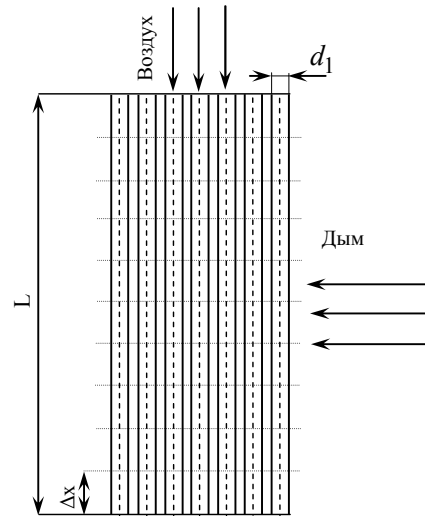


Рисунок 4 – Схема разбивки первого блока труб трубчатого рекуператора на расчётные элементы

Расположение труб в блоках трубчатого рекуператора (рис. 2) может быть коридорным или шахматным, и, соответственно:

- скорость воздуха при коридорном расположении труб в пучке $w_{bx(K)}$, м/с:

$$w_{bx(K)} = \frac{4 \cdot V_{bx}}{z_1 \cdot z_2 \cdot \pi \cdot d_1^2} \quad (3)$$

где z_1, z_2 – количество труб поперек и по ходу движения дымовых газов, шт.;
 d_1 – внутренний диаметр труб, м;

– скорость воздуха при шахматном расположении труб в пучке $w_{bx(III)}$, м/с:

$$w_{bx(III)} = \frac{4 \cdot V_{bx}}{[z_1 z_2 + (z_1 - 1)(z_2 - 1)] \cdot \pi d_1^2} \quad (4)$$

Скорость движения дыма w_{dg} , м/с, в блоках трубчатого рекуператора:

– для коридорного расположения труб

$$w_{dg(K)} = \frac{V_{dg}}{z_1 \cdot N \cdot S_1 \cdot \Delta x} \quad (5)$$

где N – количество разбивок блока на расчётные элементы по высоте труб, шт.;
 S_1 – поперечный шаг труб в блоке, м;
 Δx – высота расчётного элемента, м;

– для шахматного расположения труб

$$w_{dg(III)} = \frac{V_{dg}}{\Delta x \cdot (z_1 \cdot N \cdot S_1 - d_2)} \quad (6)$$

где d_2 – наружный диаметр труб рекуператора, м.

Время пребывания воздуха τ_{bx} , с, и дыма τ_{dg} , с, в расчётном элементе определяется отношением высоты элемента к скорости движения соответствующего теплоносителя:

$$\tau_{bx} = \frac{\Delta x}{w_{bx}}, \quad (7)$$

$$\tau_{dg} = \frac{\Delta x}{w_{dg}}, \quad (8)$$

где w_{bx} и w_{dg} – соответственно скорость движения воздуха и дыма в расчётном элементе, м/с.

В начале расчёта во всех ячейках расчётной схемы задаются одинаковые значения температуры воздуха и дымовых газов, равные начальным значениям (полученным предварительно опытным путём, либо указанным в задании на проектирование).

Фактические скорости движения теплоносителей для обоих видов рекуператоров находятся произведением теоретических скоростей, полученных по геометрическим характеристикам (формулы (1)-(6)), и бинорма расширения Ньютона [5-6].

$$w_{bx}^{fact}(i) = w_{bx} \cdot \left(1 + \frac{t_{bx}(i)}{273}\right), \quad (9)$$

$$w_{dg}^{fact}(i) = w_{dg} \cdot \left(1 + \frac{t_{dg}(i)}{273}\right), \quad (10)$$

где $t_{dg}(i)$ – температура дыма в i -м расчётном элементе, °C;
 $t_{bx}(i)$ – температура воздуха в i -м расчётном элементе, °C.

Скорость движения теплоносителей определяет время пребывания их в расчётных элементах, и, соответственно, скорость смещения температурных полей теплоносителей. Смещение температурных полей воздуха и дыма происходит не одновременно по причине отличия скоростей их движения в рекуператоре и дымоходе. Например, чем меньше длительность пребывания воздуха в элементе, тем быстрее происходит изменение температурного поля на воздушной стороне. Это приводит к тому, что воздух, нагретый в расчётном элементе, перемещается в следующий элемент, в то время как дымовые газы вокруг указанных элементов не смещаются.

Особенно важно учитывать особенности смещения температурных полей в блоках трубчатого рекуператора, так как дымовые газы, прошедшие блок 2 (рис. 2) и отдавшие тепло уже предварительно подогретому в блоке 1 воздуху, затем подходят к блоку 1 и греют подаваемый «холодный» воздух. С помощью предложенной модели можно учитывать и анализировать изменение температур по высоте труб каждого блока рекуператора.

Процесс теплопередачи от дымовых газов к нагреваемому воздуху рассчитывается через коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·°C) [6].

Формулы для расчёта коэффициентов теплоотдачи конвекцией на воздушной стороне рекуператора выбираются в зависимости от геометрии канала, по которому движется воздух [6]. Аналогично выбираются формулы для нахождения коэффициентов теплоотдачи конвекцией на дымовой стороне рекуператора.

Удельный тепловой поток от дымовых газов к воздуху через разделяющую стенку рекуператора $q(i)$, Вт/м², найдётся как:

$$q(i) = k(i) \cdot [t_{dg}(i) - t_{bx}(i)]. \quad (11)$$

Передача теплоты от дыма к воздуху происходит в пластинчатом рекуператоре с двух сторон пластины; а в трубчатом – через цилиндрическую поверхность труб. Количество теплоты, переданное воздуху за определённое время $q_{bx}(i)$, определится как произведение удельного теплового потока $q(i)$, поверхности теплообмена на воздушной стороне и времени пребывания

воздуха в расчетном элементе. Это количество теплоты будет способствовать повышению температуры воздуха на величину $\Delta t_{bx}(i)$:

$$\Delta t_{bx}(i) = \frac{q_{bx}(i)}{m_{bx}(i) \cdot c_{bx}(i)}, \quad (12)$$

где $m_{bx}(i)$ – масса воздуха в элементе, кг;
 $c_{bx}(i)$ – массовая теплоёмкость воздуха, Дж/(кг·°C).

По закону сохранения энергии количество теплоты, которое передаётся воздуху $q_{bx}(i)$, равно количеству теплоты, которое отбирается от дымовых газов $q_{dg}(i)$. Значение $q_{dg}(i)$ определится как произведение удельного теплового потока $q(i)$, поверхности теплообмена на дымовой стороне и времени пребывания воздуха в расчетном элементе. Это приведёт к снижению температуры дыма на величину Δt_{dg} :

$$\Delta t_{dg}(i) = \frac{q_{dg}(i)}{m_{dg}(i) \cdot c_{dg}(i)}, \quad (13)$$

где $m_{dg}(i)$ – масса дыма в элементе, кг;
 $c_{dg}(i)$ – массовая теплоёмкость дыма, Дж/(кг·°C).
 Масса воздуха (индекс «bx») или дымовых газов (индекс «dg») в расчётном элементе:

$$m(i) = \frac{v_{bx(dg)}(i) \cdot \rho_{0bx(dg)}}{1 + \frac{t_{bx(dg)}(i)}{273}}, \quad (14)$$

где $\rho_{0bx(dg)}$ – плотность воздуха или дыма при нормальных условиях, кг/м³.

Для получения наиболее достоверных результатов расчёта следует учитывать динамику изменения теплофизических свойств воздуха и дымовых газов при изменении их температуры в элементе.

Коэффициент кинематической вязкости воздуха $v_{bx}(i)$ можно найти по аппроксимационной формуле [7]:

$$v_{bx}(i) = (0,00006 \cdot t_{bx}^2(i) + 0,1046 \cdot t_{bx}(i) + 12,238) \times 10^{-6}, \quad (15)$$

где $t_{bx}(i)$ – температура воздуха в расчётном элементе, °C.

Коэффициент теплопроводности воздуха $\lambda_{bx}(i)$ и критерий Прандтля Pr_{bx} для воздуха при температуре t_{bx} определяются по аппроксимационным выражениям [7]:

$$\lambda_{bx}(i) = 0,01163 \times (-0,000001 \cdot t_{bx}^2(i) + 0,0059 \cdot t_{bx}(i) + 2,1955); \quad (16)$$

$$Pr_{bx}(i) = (-7 \cdot 10^{-10} \cdot t_{bx}^3(i)) + (8 \cdot 10^{-7} \cdot t_{bx}^2(i)) - (3 \cdot 10^{-4} \cdot t_{bx}(i)) + 0,7082. \quad (17)$$

Коэффициент теплопроводности дымовых газов $\lambda_{dg}(i)$ и критерий Прандтля Pr_{dg} при данной температуре дымовых газов найдутся по формулам [7]:

$$\lambda_{dg}(i) = 0,001163 \cdot (0,0074 \cdot t_{dg}(i) + 1,9466); \quad (18)$$

$$Pr_{dg}(i) = -0,0001 \cdot t_{dg}(i) + 0,6979 \quad (19)$$

Степень черноты дымовых газов, необходимая для определения коэффициента теплоотдачи излучением на дымовой стороне, зависит от температуры дыма и стенок рекуператора, состава дымовых газов та описывается зависимостью [7]:

$$\varepsilon_{dg} = 1,1 \times (e^{-(A+B)} + (1+D) \cdot e^{(F-J)}), \quad (20)$$

где

$$A = 1,4918 + 0,398 \cdot C_{CO_2}^{-0,2609} + (0,053 - 0,1239 \cdot \tilde{N}_{CO_2}^{0,1718}) \cdot t(i); \quad (21)$$

$$B = (0,003504 + 0,0009446 \cdot C_{CO_2}^{0,547}) \times t^2(i); \quad (22)$$

$$D = (-5 + 5,3114 \cdot C_{H_2O}^{-0,01191}) \cdot p_{H_2O}^E; \quad (23)$$

$$E = 0,74 + 0,03705 \cdot C_{H_2O}^{-0,1561} \quad (24)$$

$$F = 0,5708 - 1,2016 \cdot C_{H_2O}^{-0,2146}; \quad (25)$$

$$J = (00038 + 0,05133 \cdot C_{H_2O}^{-0,2105}) \cdot t(i), \quad (26)$$

где $C_{H_2O} = p_{H_2O} \times l_{ef}$; $C_{CO_2} = p_{CO_2} \times l_{ef}$; l_{ef} – эффективная длина луча, м.

Для нахождения значения ε_{dg} при температуре дыма в формулах (20)–(26) следует принять $t(i)=t_{dg}(i)$; для нахождения значения ε_{dg} при температуре стенки рекуператора – $t(i)=t_{st}(i)$.

Массовую теплоёмкость воздуха в элементе определяется через объёмную теплоёмкость воздуха [7]:

$$c_{bx}(i) = 4186,8 \times (c_0 + c_1(t_{bx}(i)/100) + c_2(t_{bx}(i)/100)^2 + c_3(t_{bx}(i)/100)^3), \quad (27)$$

где c_0, c_1, c_2, c_3 – коэффициенты, значения которых приведены в таблице 1.

Массовая теплоёмкость дыма в элементе определяется через объёмную теплоёмкость дыма, для чего рассчитывается действительная теплоёмкость каждого из компонентов дымовых газов [7]:

$$c_{комп}(i) = c_0 + c_1(t_{dg}/100) + c_2(t_{dg}/100)^2 + c_3(t_{dg}/100)^3, \quad (28)$$

где $c_{комп}$ – действительная теплоёмкость компонента дымовых газов при температуре $t_{dg}(i)$, Дж/(м³·°C); c_0, c_1, c_2, c_3 – коэффициенты (таблица 1).

Таблица 1 – Коэффициенты уравнений (27) и (28)

Коэффициент	Воздух	Компонент дымовых газов			
		O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O
c ₀	1274,5	1295,4	1273,2	1642,1	1467,5
c ₁	32,72	49,24	28,4	161,5	50,12
c ₂	-0,832	-2,261	-0,43	-8,55	0,559
c ₃	0,0055	0,042	-0,005	0,158	-0,04

После выполнения расчётов во всех элементах расчётной схемы определяется новое температурное поле воздуха и дыма. Потом выполняется проверка необходимости перемещения температурного поля воздуха и дыма в следующий расчётный элемент. Окончание расчёта определяется достижением постоянства температур теплоносителей.

Выводы

- Представлена математическая модель тепловой работы теплообменных аппаратов, которая даёт возможность учитывать динамику изменения температур и теплофизических свойств теплоносителей с учётом различия в скоростях их движения. Предложенный подход позволит анализировать тепловую работу утилизаторов теплоты для заданных производственных условий.

Использованная литература

1. Промышленные тепломассообменные процессы и установки: Учебник для вузов / А. М. Бакластов, В. А. Горбенко, О. Л. Данилов [и др.]; под ред. А. М. Бакластова. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 328с.

2. Михеев Михаил Александрович. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М.: Энергия, 1973. – 320с.
3. Пластинчатый рекуператор для утилизации теплоты продуктов сгорания нагревательных печей / И. С. Решетняк, П. А. Словицкий, И. С. Долгополов [и др.] // Промышленная энергетика. – 1983. – №10. – С. 54-55.
4. Справочник конструктора печей прокатного производства. В 2 т. Т.1. / под ред. В. М. Тымчака. – М.: Металлургия, 1969. – 576 с.
5. Теплотехніка / Б. Х. Драгоманов, А. А. Долінський, А. В. Міщенко [та ін.]. – К.: ІНКОС, 2005. – 504 с. – ISBN 966-8347-23-4.
6. Тебеньков Борис Павлович. Рекуператоры для промышленных печей / Б.П.Тебеньков– М.: Металлургия, 1975. – 296 с.
7. Маковский Виталий Анатольевич. Алгоритмы управления нагревательными печами / В. А. Маковский, И. И. Лаврентик. – М.: Металлургия, 1977. – 184 с.

Яковлева Ирина Геннадьевна – д.т.н., профессор, заведующий кафедрой теплоэнергетики, Запорожская государственная инженерная академия.

Волянская Нина Викторовна – старший преподаватель кафедры теплоэнергетики, Днепродзержинский государственный технический университет.

Яковлева Ирина Геннадіївна – д.т.н., професор, завідувач кафедри теплоенергетики, Запорізька державна інженерна академія.

Волянська Ніна Вікторівна – старший викладач кафедри теплоенергетики, Дніпродзержинський державний технічний університет.

Yakovleva Irina – professor, head of the chair of power engineering department, Zaporozhye State Engineering Academy.

Volynskaya Nina – senior teacher of power engineering department, Dnieprodzerzhinsk State Technical University.