

УДК 536.3.535.34: 66.041.454.2.

<https://doi.org/10.33619/2414-2948/108/15>

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СЛОЖНОГО ТЕПЛООБМЕНА И АЭРОДИНАМИКИ В ТРУБЧАТОЙ ПЕЧИ ПРИ НАСТИЛЬНОМ РЕЖИМЕ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА

©*Абдуллин А. М.*, SPIN-код: 2852-7982, канд. техн. наук,
Казанский национальный исследовательский технологический университет,
г. Нижнекамск, Россия, amabdullin@mail.ru

NUMERICAL STUDY OF COMPLEX HEAT TRANSFER AND AERODYNAMICS IN A TUBE FURNACE WITH A FLAT FUEL COMBUSTION MODE

©*Abdullin A.*, SPIN-code: 2852-7982, Ph.D., Kazan National Research
Technological University, Nizhnekamsk, Russia, amabdullin@mail.ru

Аннотация. Объектом исследования является трубчатая печь паровой конверсии природного газа. Стенки канала образованы огнеупорной футеровкой и трубчатым экраном с известной температурой. Объем камеры заполнен селективно излучающей, поглощающей и слабо рассеивающей средой продуктов сгорания газообразного топлива. Метод исследования основан на численном решении системы двухмерных интегро-дифференциальных уравнений радиационной газовой динамики, замкнутой двухпараметрической моделью турбулентной конвекции. Показано, что при расположении горелок на боковых стенах камеры радиации происходит существенная перестройка распределения тепловых потоков. Уменьшение ширины камеры сопровождается ростом как лучистого, так и конвективного потоков тепла к трубчатому экрану.

Abstract. The object of the study is a tubular furnace for steam reforming of natural gas. The channel walls are formed by a refractory lining and a tubular screen with a known temperature. The chamber volume is filled with a selectively radiating, absorbing and weakly scattering medium of gaseous fuel combustion products. The research method is based on the numerical solution of a system of two-dimensional integro-differential equations of radiative gas dynamics, closed by a two-parameter model of turbulent convection. It is shown that when burners are located on the side walls of the radiation chamber, a significant restructuring of the heat flux distribution occurs. A decrease in the chamber width is accompanied by an increase in both radiant and convective heat fluxes to the tubular screen.

Ключевые слова: трубчатая печь, реакционные трубы, горелка, излучение, тепловой поток.

Keywords: tube furnace, reaction tubes, burner, radiation, heat flow.

Характеристика объекта исследования

На предприятиях по переработке углеводородного сырья водород получают методом паровой конверсии природного газа в трубчатых печах. Смесь природного газа и водяного пара нагревается в реакционных трубах радиационной камеры трубчатой печи за счет тепла,

поглощенного от продуктов сгорания топлива и раскаленных стенок печи. Состав и температура получаемого продукта, температура наружной стенки реакционных труб определяются условиями протекания процессов как внутри труб, так и в объеме радиантной камеры. Печь паровой конверсии является основным аппаратом на стадии подготовки газа и предназначена для получения конвертированного газа методом паровой каталитической конверсии углеводородов природного газа.

Исследование закономерностей теплообмена и аэродинамики при настильном сжигании топлива выполнены на примере радиантной камеры трубчатой печи паровой конверсии природного газа БПК-6К. Конструкция радиантной камеры состоит из двух секций, расположенных симметрично относительно однорядного трубчатого змеевика с вертикальным расположением труб. Количество труб в змеевике 28, диаметр 134x12 мм, шаг между ними 300 мм, обогреваемая длина труб 10 м. Ширина и длина радиантной камеры составляют соответственно 3 и 10,5 м. Радиантная камера футерована огнеупорными материалами. Значения теплопроводности футерованных стенок по данным работы [1], вычисленные с учетом их многослойности, равны: для настильной (боковой) стены $\lambda = 0,356$ Вт/м · град, свода — 0,237 Вт/м · град, пода — 0,349 Вт/м · град.

Трубчатый экран обогревается с помощью горелок настильного пламени в количестве 40 штук (4 яруса по 10 горелок) расположенных на боковых стенах радиантной камеры. Состав топливного газа (в % об.):

$CH_4 - 25,0$	$H_2 - 52,0$
$C_2H_6 - 8,74$	$N_2 - 0,40$
$C_3H_8 - 6,50$	$CO - 0,03$
$C_4H_{10} - 6,0$	$CO_2 - 0,03$
$C_5H_{12} - 1,3$	Всего — 100%

Расход топливного газа в радиантную камеру $V_T = 0,4$ м³/с, низшая теплота сгорания $Q_p^H = 35452$ кДж/м³, температура топливного газа 220⁰С, температура воздуха, подаваемого в горелки, 180⁰С. Коэффициент избытка воздуха $a_T = 1,1$. Степень выгорания топлива по длине факела задавалась по формуле [2]:

$$\alpha = 1 - \exp \left[-A \left(\frac{x}{l_\Phi} \right)^n \right] \quad (1)$$

где A, n — эмпирические коэффициенты, l_Φ — длина факела.

Принятый в расчетах характерный профиль температуры наружной стенки реакционных труб представлен на Рисунке 1.

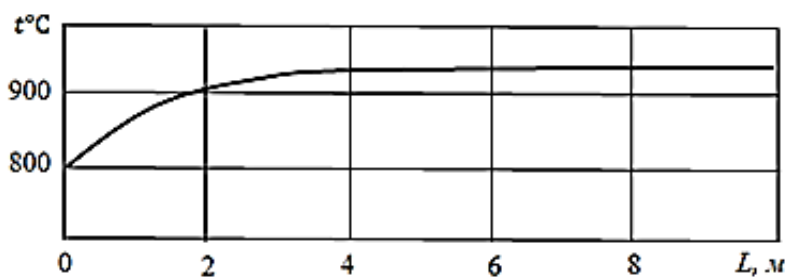


Рисунок 1. Температура наружной стенки реакционных труб по длине

Интегральная по спектру степень черноты реакционных труб принята равной $\varepsilon = 0,9$ [3]. Эффективная степень черноты $\varepsilon_{\text{эфф}}$ поверхности нагрева, учитывающая диаметр и расстояние между реакционными трубами, вычисляется по формуле:

$$\varepsilon_{\text{эфф}} = \frac{\varphi_{\text{тв}}(2 - \varphi_{\text{тв}})\varepsilon}{\varepsilon + n\varphi_{\text{тв}}(2 - \varphi_{\text{тв}})r}, \quad (2)$$

где ε , r – степень черноты и отражательная способность труб, $\varphi_{\text{тв}}$ – угловой коэффициент, зависящий от диаметра и расстояния между трубами.

Значения степени черноты боковых стенок равны 0,42, пода и свода радиантной камеры 0,67. Результаты расчета ряда параметров по нормативному методу [3] приведены в Таблице 1. Эти данные использованы в качестве исходных для расчета теплообмена и аэродинамики газов в радиантной камере.

Таблица 1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Название параметра	Численное
Расход воздуха	3,93 м ³ /с
Расход топливозвоздушной смеси	4,33 м ³ /с
Объем дымовых газов	11,01 м ³ / м ³
Объемные доли компонент в составе продуктов сгорания	
N ₂	0,709
O ₂	0,017
H ₂ O	0,190
CO ₂	0,084
Тепловыделение в объеме радиантной секции	5672,32 кВт
Продольная составляющая скорости газов на входе в радиантную	1,76 м/с
Температура газов на входе в радиантную секцию	656 ⁰ С

Методика расчета

Математическая модель сложного тепло- и массообмена в камере радиации печи включает двухмерное уравнение переноса излучения в приближении метода дискретных ординат (3), уравнения энергии (4), уравнений газовой динамики и двухпараметрической $k - \varepsilon$ модели турбулентности, представленных обобщенным уравнением (5), неразрывности и состояния газов (6):

$$\mu_m \frac{\partial I_m}{\partial x} + \xi_m \frac{\partial I_m}{\partial y} = \alpha I_b - (\alpha + \beta) I_m + \frac{\beta}{4\pi} \sum_{m'=1}^{N_0} I_{m'} w_{m'}; \quad (3)$$

$$c_p \rho u \frac{\partial T}{\partial x} + c_p \rho v \frac{\partial T}{\partial y} = \text{div}[(\lambda + \lambda_T) \text{grad } T] + Q + \text{div} \vec{q}_p; \quad (4)$$

$$\rho u \frac{\partial \Phi}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \Phi}{\partial y} = \text{div}[\Gamma_\Phi \text{grad } \Phi] + S_\Phi; \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0; \quad p = \frac{\rho}{\mu} RT. \quad (6)$$

Здесь I_m — спектральная интенсивность излучения вдоль дискретных направлений, заданных угловыми координатами $\{\mu_m, \xi_m; m = 1..N_0\}$; I_b — спектральная интенсивность излучения черного тела; α, β — средние по спектральной полосе коэффициенты поглощения и рассеяния излучающей среды; w_m — весовые коэффициенты; Q — объемная плотность тепловыделений в области факела (Вт/м^3), \vec{q}_p — вектор плотности результирующего потока лучистой энергии, λ_T — коэффициент турбулентной теплопроводности. В уравнении (5) $\Phi = (u, v, k, \varepsilon)$ — обобщенная переменная. Здесь k — кинетическая энергия турбулентных пульсаций, ε — скорость диссипации турбулентных пульсаций, $\Gamma\Phi$ — обобщенный коэффициент диффузии, S_Φ — источниковый член.

Излучение и поглощение продуктов полного сгорания топлива рассматривалось в рамках модели широкой полосы, учитывающей спектральные полосы 1,5; 2,7; 6,3; 10 мкм излучения водяного пара H_2O и 2,7; 4,3; 15 мкм двуокиси углерода CO_2 . Уравнение переноса излучения (3) решается для каждой полосы отдельно, затем интегральные лучистые потоки определяются суммированием по спектральным полосам. Алгоритм численного решения системы уравнений (3)–(6) с соответствующими граничными условиями подробно рассмотрен в работах [4, 5].

Результаты расчетов

Исследовано влияние ширины радиантной секции на аэродинамику и теплообмен. Расчеты выполнены при равномерном распределении топливного газа по ярусам горелок, учитывалась зависимость теплофизических и оптических свойств продуктов сгорания от температуры. Для моделирования настильного характера сжигания топлива на входном сечении в камеру задавалась касательная составляющая скорости, величина которой определялась из условия равенства массового расхода газов через суммарную площадь сечений амбразур горелок одного яруса и через площадь проекции принятого в расчетах входного сечения на плоскость, перпендикулярную направлению топливоздушного струи.

Расчеты сделаны для значений ширины радиантной секции $H=0,75$ м; 1,0 м; 1,5 м; 2,0 м при подаче топливоздушной струи вниз.

На Рисунке 2 представлены поля температуры и скорости движения продуктов сгорания, рассчитанные при $H=1,5$ м и $H=0,75$ м. При расположении горелок на боковых стенах радиантной камеры аэродинамика топочных газов и пространственное распределение тепловых характеристик усложняются. Область течения можно разделить на две зоны: прямого и обратного токов. Зона прямого тока расположена в непосредственной близости от настильной стены и характеризуется относительно большими значениями скорости движения и температуры продуктов сгорания. Значительную часть топочного объема занимает зона обратного тока, расположенная вблизи поверхности нагрева. Зона обратного тока имеет более низкую температуру, что объясняется, с одной стороны, охлаждающим действием поверхности нагрева и, с другой, значительной удаленностью от области тепловыделения. При уменьшении ширины радиантной секции происходит существенная перестройка поля течения. В узкой топке, под воздействием истекающей из нижнего яруса горелок топливоздушной смеси область возвратного течения расщепляется на две более маленькие по размерам области возвратного течения, расположенные на уровне ярусов горелок. При этом изменяется характер конвекции продуктов сгорания. Вблизи поверхности нагрева на уровне между ярусами горелок происходит торможение течения, что приводит к распределению плотности конвективного потока тепла к поверхности нагрева с двумя максимумами, показанному на Рисунке 3.

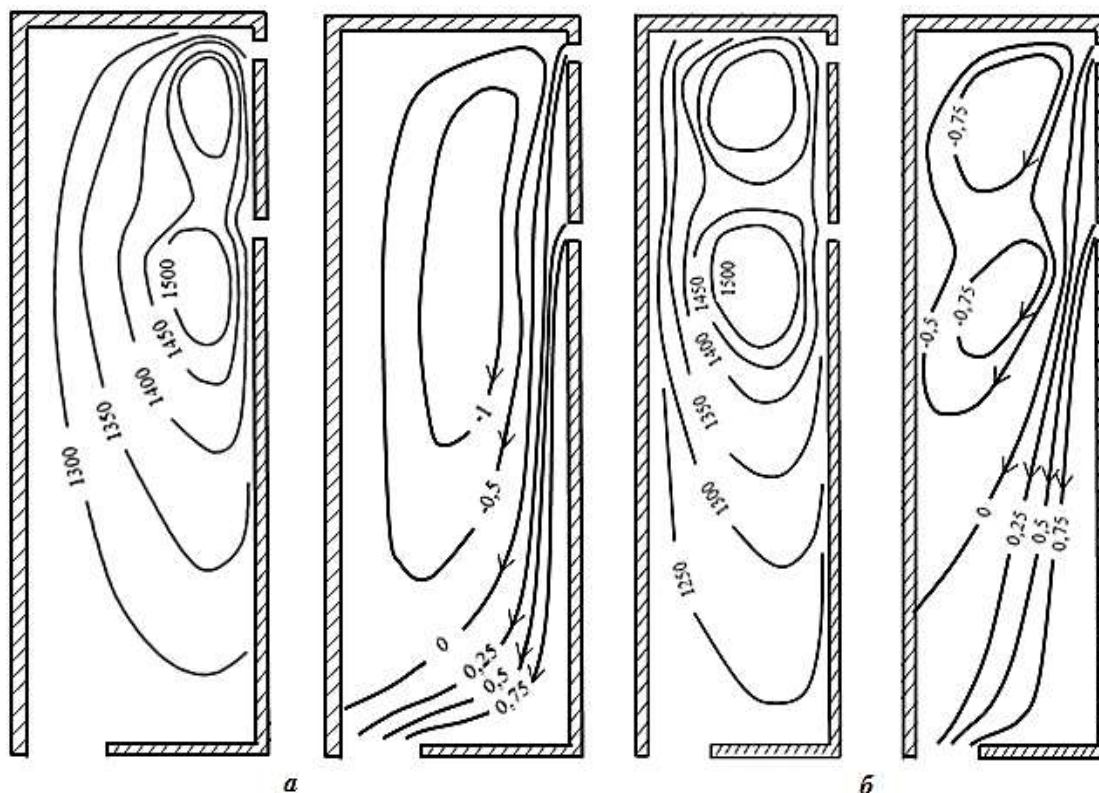


Рисунок 2. Изотермы и линии тока при $H = 1,5$ м (а) и $H = 0,75$ м (б) ($\Psi_0 = 0,173$ кг/м³ · с)

Аналогичное распределение тепловых потоков сохраняется и при $H=1,0$ м. Наблюдаемое в расчетах небольшое увеличение плотности конвективного потока тепла вблизи выходного сечения обусловлено уменьшением сечения потока и его ускорением.

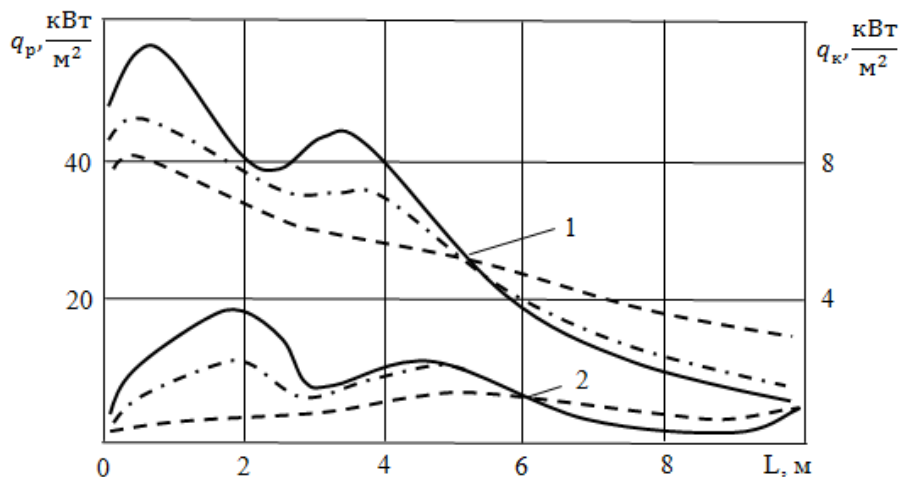


Рисунок 3. Влияние ширины радиантной камеры на распределение плотности лучистого (1) и конвективного (2) потоков тепла к реакционным трубам. Обозначения: — - $H = 0,75$ м; - - - $H = 1$ м; - · - · - $H = 1,5$ м

При уменьшении ширины камеры на уровне ярусов горелок наблюдается рост лучистых потоков тепла к поверхности нагрева, ниже по течению, наоборот, широкая топка обеспечивает более высокие значения плотности лучистого потока тепла. Объяснение заключается в том, что на формирование лучистых потоков тепла к поверхности нагрева

значительное влияние оказывает зона возвратного течения. Имея более низкую температуру, она оказывает экранирующее влияние, а также отесняет высокотемпературную область прямого тока от поверхности нагрева. При уменьшении ширины радиантной секции вследствие ослабления экранирующего влияния зоны возвратного течения наблюдается более интенсивное охлаждение факела, и, как следует из Рисунка 2, в узкой топочной камере сгорания ниже уровня ярусов горелок продукты сгорания имеют более низкую температуру по сравнению с широкой камерой. В результате ниже уровня ярусов горелок при увеличении ширины плотность лучистого потока тепла к поверхности нагрева возрастает.

Выводы

Приведены результаты расчета суммарного теплообмена в зависимости от ширины радиантной секции (Таблица 2).

Таблица 2

ВЛИЯНИЕ ШИРИНЫ РАДИАНТНОЙ СЕКЦИИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ СУММАРНОГО ТЕПЛООБМЕНА

Ширина секции, Н, м	Среднее значение плотности теплового потока к трубчатому реактору, кВт / м ²			Температура газов на выходе из радиантной камеры Т, К
	Лучистая	Конвективная	Суммарная	
0,75	49,48	2,74	52,22	1233
1,0	47,25	2,22	49,47	1245
1,5	46,84	1,56	48,40	1270
2,0	44,29	1,43	45,72	1287

Уменьшение ширины радиантной секции сопровождается ростом как лучистого, так и конвективного потоков тепла к поверхности нагрева. При изменении ширины от 2 м до 0,75 м лучистая теплоотдача возрастает на 12%, конвективная теплоотдача на 91%, доля конвективной составляющей в суммарном тепловом балансе при этом изменяется от 3,1% до 5,2%. Обращает внимание волнообразное распределение плотности лучистого потока тепла к поверхности нагрева, что объясняется двухъярусным расположением горелок.

При увеличении ширины радиантной секции, вследствие уменьшения оптической прозрачности топочной среды, распределение лучистых потоков тепла к трубчатому реактору становится более равномерным.

Список литературы:

1. Ентус Н. Р., Шарихин В. В. Трубчатые печи в нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности. М.: Химия, 1987. 304 с.
2. Лисиенко В. Г. Интенсификация теплообмена в пламенных печах. М.: Metallurgy, 1979. 224 с.
3. Руководящий технический материал 26-02-40-77. Нормативная методика теплового расчета трубчатых печей. Введена 01.01.78. 360 с.
4. Абдуллин А. М. Численный метод определения температуры излучающей стенки в трубчатых печах // Известия вузов: Проблемы энергетики. 2011. №11-12. С. 30-39.
5. Вафин Д. Б. Тепловой режим печи первичного риформинга завода производства аммиачной селитры // Современные наукоемкие технологии. 2019. №3. С. 31-37.

References:

1. Entus, N. R., & Sharikhin, V. V. (1987). *Trubchatye pechi v neftepererabatyvayushchei i neftekhimicheskoi promyshlennosti*. Moscow. (in Russian).
2. Lisienko, V. G. (1979). *Intensifikatsiya teploobmena v plamennykh pechakh*. Moscow. (in Russian).
3. Rukovodyashchii tekhnicheskii material 26-02-40-77. Normativnaya metodika teplovogo rascheta trubchatykh pechei. Vvedena 01.01.78. Moscow. (in Russian).
4. Abdullin, A. M. (2011). Chislennyi metod opredeleniya temperatury izluchayushchei stenki v trubchatykh pechakh. *Izvestiya vuzov: Problemy energetiki*, (11-12), 30-39. Moscow. (in Russian).
5. Vafin, D. B. (2019). Teplovoi rezhim pechi pervichnogo riforminga zavoda proizvodstva ammiachnoi selitry. *Sovremennye naukoemkie tekhnologii*, (3), 31-37. (in Russian).

*Работа поступила
в редакцию 17.10.2024 г.*

*Принята к публикации
25.10.2024 г.*

Ссылка для цитирования:

Абдуллин А. М. Численное исследование сложного теплообмена и аэродинамики в трубчатой печи при настильном режиме сжигания топлива // Бюллетень науки и практики. 2024. Т. 10. №11. С. 119-125. <https://doi.org/10.33619/2414-2948/108/15>

Cite as (APA):

Abdullin, A. (2024). Numerical Study of Complex Heat Transfer and Aerodynamics in a Tube Furnace with a Flat Fuel Combustion Mode. *Bulletin of Science and Practice*, 10(11), 119-125. (in Russian). <https://doi.org/10.33619/2414-2948/108/15>