

Д.Б. Вафин, А.В.Садыков, Д.А.Садыкова

ЗАВИСИМОСТЬ ХАРАКТЕРА ТЕЧЕНИЯ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ И ТЕПЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБЧАТОЙ ПЕЧИ ОТ ШИРИНЫ КАМЕРЫ РАДИАЦИИ

Ключевые слова: трубчатая печь, горелки, горение, теплообмен, излучение, турбулентность

В работе приводятся некоторые результаты параметрических исследований влияния ширины камеры радиации на аэродинамику продуктов сгорания и тепловые характеристики трубчатых печей с газовыми веерными горелками настольного пламени. Задача рассматривается в рамках дифференциального метода теплового расчета топков. Процессы, протекающие в камере радиации, моделируются двухмерными уравнениями энергии, переноса излучения, движения, $k-\varepsilon$ модели турбулентности и простой модели горения природного газа. Перенос излучения рассматривается в рамках S_2 -приближения метода дискретных ординат. Приведены результаты численных исследований влияния ширины камеры радиации на форму линий тока топочных газов, на распределения поверхностных плотностей лучистых потоков тепла к трубчатому экрану, на характер изменения температуры внутренней поверхности боковой футеровки и температуры газов по высоте топки.

Keywords: tube furnace, burner, combustion, heat exchange, radiation, turbulence

In this paper we present some results of parametric studies of the effect of radiation on the width of the chamber combustion aerodynamics and thermal characteristics of tube furnaces with fan-shaped near-wall flame gas burners. The problem is considered in the differential thermal analysis method inserts. The processes occurring in the cell radiation simulated two-dimensional equations of energy, transfer of radiation, movement, $k-\varepsilon$ of model of turbulence and the simple model of natural gas burning. Radiated heat transfer is considered within S_2 approach for the method of discrete ordinates. The results of numerical studies of the effect of radiation on the width of the chamber form streamlines the flue gas to the distribution of the surface density of the radiant heat flux to the tubular screen on temperature change inside surface of the side lining and the gas temperature at the furnace height.

Максимальный выход целевых продуктов в трубчатых реакторах печей нефтехимической промышленности с кратковременным пребыванием нагреваемого сырья в трубах зависит от обеспечения определенного распределения поверхностных плотностей тепловых потоков вдоль труб. Для этого обычно используются беспламенные панельные горелки или горелки настольного сжигания топлива с многоярусным расположением на боковых стенках секции радиации трубчатой печи. При проектировании ширина камеры радиации обычно выбирается из опыта эксплуатации печей, работающих с горелками, расположенными на полу или на своде печей и сжигающих топливо в открытом пламени. Проверить натурными испытаниями влияния ширины секции на аэродинамику продуктов сгорания и распределение тепловых потоков при использовании горелок настольного пламени практически невозможно. Нами разработан дифференциальный метод расчета внешнего теплообмена в трубчатых печах [1 – 4], который здесь используется для численных параметрических исследований влияния ширины камеры радиации печей с газовыми веерными горелками настольного пламени на тепловые и аэродинамические характеристики при направлении настилающихся факелов вверх.

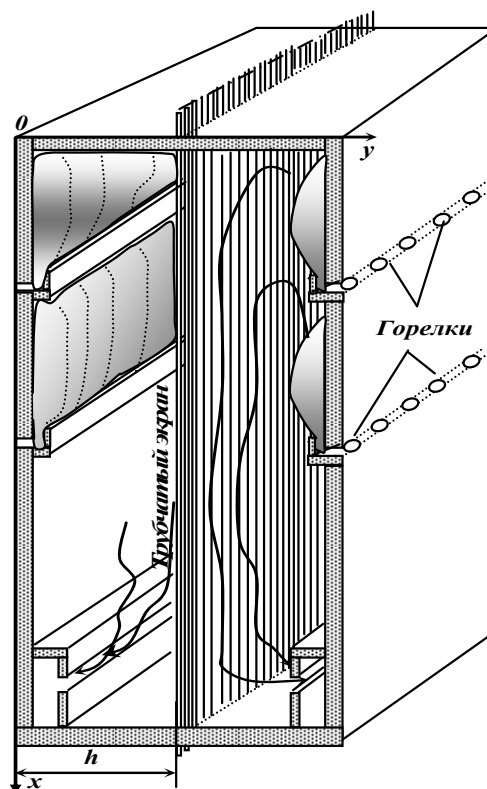


Рис. 1 - Упрощенная схема печи и система координат

Возможность использования предложенного метода для расчета печей с газовыми веерными горелками типа ГВН была показана в работе [5]. Упрощенная схема

расположения веерных горелок в два яруса на боковых футерованных стенах в двухсекционной печи показана на рис. 1. По центру печи в один ряд расположены трубчатые реакторы, по которым вниз движется парогазовая смесь.

Наличие осевой симметрии, а также симметричное расположение горелок позволяют рассматривать задачу в двумерной постановке для одной половины печи. Ряд труб заменяется сплошной непрозрачной для теплового излучения лучевоспринимающей поверхностью с эффективной степенью черноты [1].

В методе дискретных ординат уравнение переноса энергии излучением заменяется системой дифференциальных уравнений относительно интенсивности излучения I_m^k вдоль ограниченного количества направлений $S_m \{S_m; m = 1, N_o\}$. Эти направления задаются набором угловых координат $\{\mu_m, \xi_m; m = 1, N_o\}$, равные величине проекции единичного вектора направления S_m на оси координат Ox и Oy соответственно. В зависимости от их количества различают S_2 – приближение ($N_o = 4$), S_4 – приближение ($N_o = 12$), и другие [6]. Вместо интегро-дифференциального уравнения получается система дифференциальных уравнений для интенсивности излучения I_m^k в k -ом спектральном диапазоне вдоль каждого из этих направлений m :

$$\mu_m \frac{\partial I_m^k}{\partial x} + \xi_m \frac{\partial I_m^k}{\partial y} = \alpha_k \int_{\lambda_{k-1}}^{\lambda_k} I_{b\lambda} d\lambda + (\alpha_k + \beta_k) + \frac{\beta_k}{4\pi} \sum_{m'=k}^{N_o} w_{m'} \phi_{m'm} I_{m'}^k, \quad (1)$$

где α_k , β_k – осредненные спектральные коэффициенты поглощения и рассеяния в определенном спектральном диапазоне k ; μ_m, ξ_m – угловые координаты и w_m – весовые коэффициенты [6].

Двухмерная математическая модель задачи содержит стационарные уравнения энергии, переноса энергии излучением, движения, неразрывности, k - ϵ модели турбулентности, модели горения.

Подробные записи перечисленных уравнений, вопросы постановки граничных условий к этим уравнениям, системы алгебраических уравнений, получаемые при разностной аппроксимации исходных, моделирующих физические процессы, дифференциальных уравнений представлены в наших работах [2, 3]. Все эти уравнения переноса можно записать в обобщенном виде:

$$\rho u \frac{\partial \phi}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \phi}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + S_\phi; \quad S_\phi = S_C - S_P \phi, \quad (2)$$

Здесь u, v – компоненты вектора скорости \vec{v} по осям x, y соответственно; $\phi \equiv \{T, u, v, k, \epsilon, m_k, m_{ox}\}$ – обобщенная переменная. Для каждой из

перечисленных переменных в обобщенном уравнении (3) свои соответствующие выражения для коэффициентов переноса Γ_ϕ и источниковых членов S_C, S_P , причем $S_P \geq 0$.

Распределение температуры в топочной камере находится в результате решения уравнения энергии совместно с уравнением переноса энергии излучением. Для этого надо знать поле скоростей продуктов сгорания.

Лучистый теплообмен рассматривался в S_2 –приближении метода дискретных ординат. Поля скорости и коэффициентов турбулентного переноса определялись в результате численного решения системы осредненных уравнений Навье–Стокса, неразрывности и $k - \epsilon$ модели турбулентности. В топочной камере в основном излучают и поглощают лучистую энергию CO_2, H_2O и частицы сажи. Скорость химической реакции определяется моделью вихревой диссипации.

Система уравнений дополняется граничными условиями. Граничные условия для уравнения (1) у различных стенок аппроксимируются следующими выражениями:

$$I_m^k = \epsilon_k I_{b k}(T_w) + \frac{r_k}{\pi} \sum_{m'}^{N_o} w_{m'} |\mu_{m'}| I_{m'}^k, \quad (3)$$

при $x = 0$ $\mu_m > 0$ и $\mu_{m'} < 0$;

при $x = L$ $\mu_m < 0$ и $\mu_{m'} > 0$;

$$I_m^k = \epsilon_k I_{b k}(T_w) + \frac{r_k}{\pi} \sum_{m'}^{N_o} w_{m'} |\xi_{m'}| I_{m'}^k, \quad (4)$$

при $y = 0$ $\xi_m > 0$ и $\xi_{m'} < 0$;

при $y = H$ $\xi_m < 0$ и $\xi_{m'} > 0$.

Здесь ϵ_k, r_k – полусферические степень черноты и отражательная способности стенок в соответствующих спектральных диапазонах; T_w – температура поверхности стенки со стороны топки.

Поверхностная плотность теплового излучения в направлении внешней нормали через интенсивность излучения вычисляется по выражению:

$$q_n = \int_{\vec{\Omega}' \cdot \vec{n} > 0} I_\lambda(\vec{M}, \vec{\Omega}') \vec{\Omega}' \cdot \vec{n} d\vec{\Omega}',$$

где \vec{n} – внешняя нормаль к поверхности.

На входном участке для уравнения энергии, уравнений движения, уравнений модели турбулентности, модели горения ставится граничное условие 1 рода. Для уравнений движения на твердой границе ставятся условия прилипания и непроницаемости. На жесткой стенке для уравнений модели горения задается условие отсутствия потока. Для уравнения энергии на жесткой стенке ставятся граничные условия 1 или 3 рода.

Для расчета температуры стенки огнеупорной футеровки, которая является вторичным излучателем энергии, поглощенной от настилающихся факелов веерных горелок используется уравнение теплового баланса, основанного на одномерном уравнении теплопроводности через футеровку:

$$\frac{\lambda_{\phi}}{\delta} (T_w - T_o) = \left(\lambda_m \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{\phi} + q_n, \quad (5)$$

где λ_{ϕ} – эффективный коэффициент теплопроводности многослойной футеровки; δ – толщина футеровки; T_o – температура наружной стенки футеровки; λ_m – коэффициент молекулярной теплопроводности в пределах пограничного слоя. Вблизи твердой границы в пределах пограничного слоя имеют место достаточно большие значения градиента температуры. Поэтому для численной аппроксимации уравнения (5) используется метод «пристеночных функций» [7], который подробно описан в [8].

На выходе из топки задается условие нулевого градиента. На твердой границе диффузионный поток кинетической энергии турбулентности полагается равным нулю.

При получении дискретных аналогов уравнений сохранения использован метод контрольных объемов в сочетании с методом конечных разностей. Одним из основных достоинств метода контрольных объемов является то, что он обладает консервативными свойствами, т.е. обеспечивает интегральное выполнение законов сохранения для всей расчетной области. Для алгебраической аппроксимации уравнений (2) применена разностная сетка «шахматного» типа. Узлы, в которых определяются продольная u и поперечная v составляющие скорости, сдвинуты относительно «основных» узлов на полшага в продольном и поперечном направлениях соответственно. Около футерованной стенки, где расположены в два ряда горелки, использована более мелкая сетка. Вся область интегрирования разделена на 6000 прямоугольных разностных ячеек. Решение задачи проводится по итерационной схеме. В каждой итерации последовательно решаются газодинамическая и тепловая задачи.

Для уменьшения величины «осцилляций» применяется нижняя релаксация и линеаризация источников членов.

Исследования ширины камеры радиации на закономерности радиационно-конвективного теплообмена и аэродинамики топочных газов при использовании веерных горелок проведено на примере трубчатой печи водяной конверсии природного газа. Камера радиации указанной печи состоит из двух секций (рис.1), расположенных симметрично относительно однорядного трубчатого змеевика с вертикальным расположением труб. Количество труб в змеевике 28, диаметр 134×12мм, шаг между ними 300 мм, обогреваемая длина труб 10м. В численных исследованиях были рассмотрены следующие варианты ширины секции h : 0,75 м; 1,0 м; 1,25 м; 1,5 м; 1,75 м и 2,0 м. Проектная ширина секции $h = 1,5$ м.

В проведенных расчетах в качестве топливного газа использовался метан. Расход газа на половину камеры радиации составлял $B_T = 0,198$ $\text{м}^3/\text{с}$, низшая теплота сгорания $Q_H^p = 35880$

$\text{кДж}/\text{м}^3$. Температура топливной смеси на входе в горелки 323К, температура воздуха, подаваемого в горелки при проведенных расчетах принята такой же. Коэффициент избытка воздуха $\alpha_T = 1,1$. Расчеты выполнены при равномерном распределении топливного газа по ярусам горелок.

При двухмерном моделировании работы веерных горелок приняты упрощения: предполагается, что смесь газа с первичным воздухом поступает в печь в направлении против оси x через узкую щель со скоростью 16,2 м/с, вторичный воздух через две щели, расположенные с двух сторон относительно щели для газа поступает со скоростью 2,2 м/с.

Эффективная степень черноты поверхности нагрева принята равной 0,79. Температура наружной поверхности труб линейно менялась от 1150к до 1200К. Предполагается, что твердые поверхности диффузно испускают собственное и отражают падающее излучение. Степень черноты футерованных боковых стенок $\epsilon = 0,42$, коэффициент теплопроводности с учетом многослойности стенок $\lambda = 0,35$ Вт/(м·К). Учитывалась потеря теплоты через стенки за счет теплопроводности. Наружная температура стенок печи принята равной 300К. Толщина стенок 0,45 м. Степень черноты свода и пода принята равной 0,67.

На рис. 2 показан вид линий тока ψ в объеме топки при направлении настиляющих факелов вверх при двух значениях ширины секции $h = 1,0$ м (верхняя половина) и $h = 0,75$ м (нижняя половина). На рис.2 высота топки показана в уменьшенном виде и линии тока приведены только в верхних частях секций в области расположения ярусов горелок. Ниже по течению линии тока продолжают практически параллельно к футерованной стенке и трубчатому экрану.

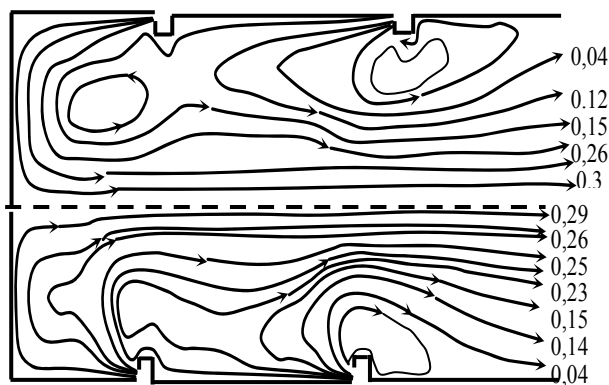


Рис. 2 - Вид линий тока ψ : верхняя половина при $h = 1$ м; нижняя – $h = 0,75$ м

При расположении веерных горелок настильного пламени на боковых стенах камеры радиации аэродинамическая картина течения продуктов сгорания и пространственное распределение температуры продуктов сгорания становятся более сложными. Поле 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. При малой ширине камеры радиации ($h = 0,75$ м) в верхней части топки зона обратного тока не образуется. Продукты сгорания факелов верхних горелок последовательно настилаются вдоль боковой футеровки и футерованного свода, а затем, омывая трубы, перемещаются вдоль трубчатого экрана по ходу движения нагреваемого сырья. Факелы горелок нижнего яруса сначала настилаются вдоль боковой футеровки, потом примерно на уровне верхнего яруса поворачиваются в направлении трубчатого экрана, и, перемешиваясь с дымовыми газами факелов верхнего яруса, движутся вниз. Небольшая зона обратного тока образуется ниже второго яруса горелок около стенки футеровки, что способствует ее нагреву.

При ширине секции $h = 1,0$ м образуются две области обратных токов: несколько выше горелок первого яруса и ниже горелок второго яруса. При дальнейшем увеличении ширины камеры эти две зоны объединятся и в центральной области объема секции камеры радиации между ярусами горелок образуется одна зона обратных токов, проникающая и к стенке футеровки ниже второго яруса. Это приводит к выравниванию температуры продуктов сгорания как в поперечном направлении, так и вдоль топки.

На рис.3 графики изменения температуры продуктов сгорания вдоль линий $y = \text{const}$ и температуры внутренней стенки футеровки по высоте топки при ширине секции $h = 1,0$ м. Для других значений ширины камеры радиации эти графики получатся похожими.

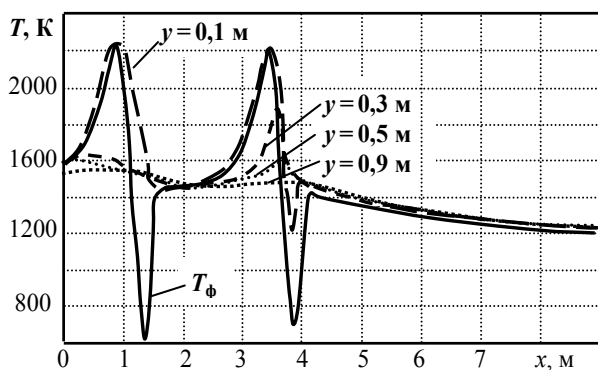


Рис. 3 - Изменение температуры футеровки и дымовых газов по высоте печи при $h = 1$ м

Основные изменения температуры продуктов сгорания происходят до расстояния $y = 0,5$ м от стенки боковой футеровки. Большая часть поступающего через горелки газозвоздушной смеси сгорает в пристеночном слое толщиной $\approx 0,3$ м. На расстоянии $0,5$ м от устья горелок температура газов достигает максимума, затем уменьшается по мере отдачи теплоты футеровке и трубчатому экрану. Так как температура газозвоздушной смеси на выходе из горелок в данных исследованиях составляла $T_2 = 323$ К, непосредственно у устья горелок температура футеровки чуть выше 600 К и резко увеличивается

практически повторяя изменение температуры продуктов сгорания в ядре факелов. Ниже по течению начиная с $x = 4$ м (ниже второго яруса горелок) температура газов и внутренней стенки футеровки отличаются не значительно.

При направлении продуктов сгорания вверх в направлении свода камеры зоны обратного тока, как это видно из рис. 2, вытесняются ближе к футерованной боковой стенке. В этом случае поверхность нагрева по всей длине реакционных труб омывается горячими продуктами сгорания от факелов по ходу прямого тока. Такой характер движения дымовых газов оказывает существенное влияние на распределение температуры продуктов сгорания в объеме камеры радиации. Как видно из рис. 2, при направлении факелов вверх вся верхняя часть камеры радиации, включая области около труб заполнена продуктами сгорания с высокой температурой. Температура продуктов сгорания по линии $y = 0,9$ м достаточно плавно уменьшается от $T = 1600$ К до $T = 1235$ К.

На рис. 4 показаны распределения суммарных поверхностных плотностей тепловых потоков по высоте трубчатого экрана. Доля конвективных тепловых потоков во всех рассмотренных случаях не превышает 10% . Поэтому вид этих графиков практически описывают распределения лучистых тепловых потоков вдоль трубчатых реакторов.

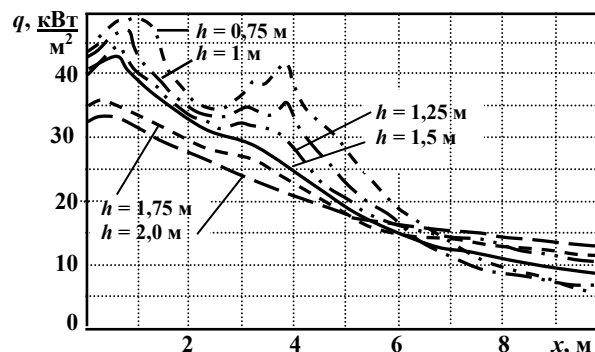


Рис. 4 - Распределение тепловых потоков вдоль трубчатого реактора

Как можно видеть из рис. 4, распределение поверхностных плотностей тепловых потоков по длине труб при малых значениях ширины камеры радиации ($h = 0,75$ и $1,0$ м) получается существенно неравномерным. Можно обратить внимание на наличие двух максимумов в распределении, что объясняется наличием максимумов в распределении температуры футеровки в этих местах. При относительно малых толщинах продуктов сгорания лучистые тепловые потоки, переизлучаемые боковыми стенками футеровки без сильного ослабления достигают до трубчатого экрана. Поэтому распределения тепловых потоков в определенной мере повторяют изменения температуры стенки. Начиная с ширины $h = 1,5$ м, плотности тепловых потоков к трубчатому экрану плавно уменьшаются со свода печи до ее пода практически без колебаний. Это указывает на то, что

при большой ширине камеры радиации роль тепловых потоков от стен футеровки снижается, и распределение тепловых потоков вдоль реакционных труб в основном формируются раскаленными продуктами сгорания, омывающими трубы.

Проведенные расчеты показывают, что с увеличением ширины камеры радиации распределение поверхностей плотностей тепловых потоков по длине труб становится более равномерным. Однако надо отметить, что узкие камеры радиации обеспечивают более высокие значения суммарных тепловых потоков к нагреваемому в трубчатых реакторах продукту. Это в свою очередь приводит к снижению температуры дымовых газов на выходе из камеры радиации (на перевале). В табл. 1 представлены средние теплонапряженности труб и температура дымовых газов на перевале при различных значениях ширины камеры радиации.

Таблица 1 – Средние теплонапряженности труб и температура газов на перевале

| $h, \text{ м}$ | 0,75 | 1,0 | 1,25 | 1,5 | 1,75 | 2,0 |
|------------------------------------|------|------|------|------|------|------|
| $q, \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$ | 50,2 | 48,2 | 46,1 | 44 | 42 | 39,8 |
| $T, \text{ К}$ | 1230 | 1245 | 1266 | 1272 | 1288 | 1300 |

Таким образом, при ширине камеры радиации $h = 0,75 \text{ м}$ общее тепловосприятие трубчатого экрана получается на 15 % больше, чем при проектной ширине $h = 1,5 \text{ м}$. Однако при такой ширине возникает существенная неравномерность распределения тепловых потоков вдоль реакционных труб, что может привести к местному перегреву труб на уровне второго яруса горелок. Наиболее равномерное распределение по длине труб поверхностных плотностей тепловых потоков получается при наибольшей ширине камеры радиации из рассмотренных. Но при ширине $h = 2,0 \text{ м}$ общее тепловосприятие труб получается на 9 % ниже проектного значения.

Оптимальным с точки зрения наибольшей теплоотдачи является узкая ширина камеры радиации при направлении настиляющихся факелов вверх и расположение ярусов горелок вблизи свода камеры радиации. В то же время, при широкой секции камеры радиации и направлении факелов вниз получается более равномерное распределение поверхностных плотностей тепловых потоков по длине труб. При использовании горелок с настиляющимися факелами потери тепла через боковые стенки труб составляют до 3%, что несколько выше, чем при расположении горелок на своде.

Литература

1. А.М. Абдуллин, Д.Б. Вафин. Численное моделирование локального теплообмена в топках трубчатых печей на основе дифференциальных приближений для лучистого переноса тепла // ИФЖ. – 1991.-Т.60. №2. – С.291-297.
2. Д.Б. Вафин. Дифференциальный метод теплового расчета топков. – Казань: РИЦ «Школа», 2008.– 114с.
3. Д.Б. Вафин. Радиационный теплообмен в энергетических установках/Сложный теплообмен. Saarbrücken: LAP, 2011. - 252 p.
4. Д.Б. Вафин, А.М. Абдуллин. Сложный теплообмен в технологических печах нефтехимической промышленности // Вестник Казанского технологического университета. – 2009. – №1 – С. 90 – 96.
5. Д.Б. Вафин, А.В. Садыков, Д.А. Садыкова. Моделирование работы веерных горелок настильного пламени в трубчатых печах дифференциальным методом // Вестник Казанского технологического университета. – 2012. Т.15, №18. – С. 74 – 78.
6. W.A. Fiveland. Discrete – ordinate solutions of the radiation transport equation for rectangular enclosures //Trans. ASME: J. Heat Transfer.-1984. – v.106. №4/-P/699 – 706.
7. И.А. Белов. Теплоотдача и сопротивление пакетов труб. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 223 с.
8. А.М. Абдуллин. Численный метод определения температуры излучающей стенки в трубчатых печах // Известия вузов: Проблемы энергетики. – 2011. –№ 11-12. – С. 30 – 39.

© Д. Б. Вафин – д-р техн. наук, профессор кафедры физики НХТИ ФГБОУ ВПО «КНИТУ», vafdanil@yandex.ru.; А. В. Садыков – канд. техн. наук, доцент кафедры математики, декан факультета управления и автоматизации НХТИ ФГБОУ ВПО «КНИТУ», sadykov@land.ru; Д. А. Садыкова – аспирант кафедры физики НХТИ ФГБОУ ВПО «КНИТУ», dilbar_sad@mail.ru