

УДК 536.3+535.34

Тепловой расчет топок с трехъярусным расположением настилающих горелок

Д.Б. Вафин, А.В. Садыков

Нижекамский химико-технологический институт

E-mail: vafdanil@yandex.ru

Рассматривается возможность использования дифференциального метода теплового расчета топок для определения тепловых и аэродинамических параметров в камерах радиации трубчатых печей с трехъярусным расположением акустических горелок на боковых стенах. Метод основан на совместном численном решении двухмерных уравнений переноса излучения в S_2 -приближении метода дискретных ординат, энергии, движения, k - ε модели турбулентности и одностадийной модели горения газообразного топлива. Приведены некоторые результаты расчетов.

Ключевые слова: излучение, температура, теплоперенос, горение, турбулентность, камера радиации, тепловые потоки.

Для протекания технологических процессов в трубчатых реакторах печей нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности с кратковременным пребыванием продуктов сгорания должна быть обеспечена определенная теплонапряженность труб по их длине. С этой целью обычно используются инжекционные чашеобразные горелки, беспламенные панельные горелки или горелки настильного сжигания топлива с многоярусным расположением на боковых стенках секции радиации трубчатой печи. В последнее время определенное распространение получают плоскопламенные газовые горелки акустического типа (АГГ), разработанные в Самарском государственном техническом университете [1]. На рис. 1 показан упрощенный вид четвертой части камеры радиации трубчатой печи с акустическими горелками, расположенными в три яруса на боковых излучающих стенах топки. Смесь углеводородов и водяного пара движется внутри вертикальных однорядных труб и нагревается до необходимой температуры за счет излучения продуктов сгорания и раскаленных стен, расположенных симметрично с двух сторон относительно трубчатого экрана. Пламя от горелок настилается на кладку в виде кругов и создает температурное поле на излучающих стенах топки. На рис. 2 показана упрощенная схема акустической горелки.

В корпусе АГГ имеется акустический резонатор, где образуется вихреобразное движение потока газа, создающее две зоны разрежения. За счет разрежения, возникающего до и после горелки, и тяги в печи подсасывается атмосферный воздух и частично дымовые газы из топки. Выходящая из горелки газоздушная смесь направляется на раскаленные стены радиантной камеры, распределяется по их поверхности и сгорает в режиме беспламенного горения. При этом возникает необходимость расчета локальных

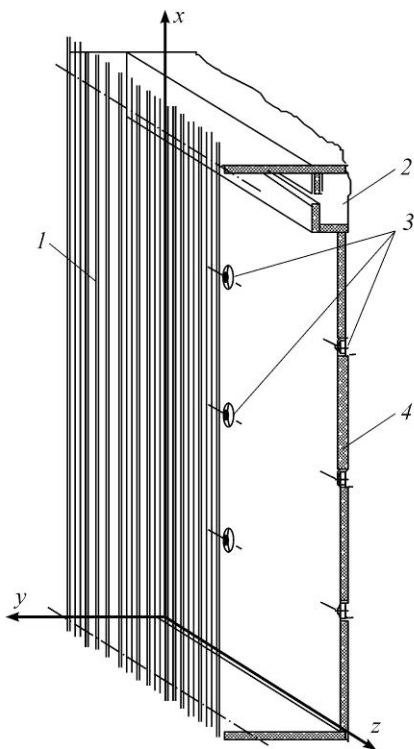


Рис. 1. Схематическое изображение четверти камеры радиации.

1 — трубчатый экран, 2 — переход в конвекционную камеру, 3 — горелки, 4 — футерованная боковая стенка.

значений лучистых потоков к трубчатому экрану и определения температуры стенки труб для предотвращения их перегрева.

Обзор методов моделирования и расчета аэродинамики и тепломассообмена в топочных устройствах представлен в работе [2]. Методы расчета теплообмена в экранированных топках условно можно разделить на три группы: интегральные, зональные и дифференциальные. К интегральным относятся методы, основанные на теории подобия, в том числе нормативный метод расчета трубчатых печей [3]. Эти методы не позволяют определять локальные значения тепловых потоков по луче-воспринимающей поверхности, температуру футеровки, учитывать влияния неизоотермичности и оптической неоднородности топочной среды. В зональном методе во внутреннем пространстве топки и на поверхности границы излучающей системы выделяется конечное

число зон, каждая из которых считается оптически и термически однородной. Каждый из таких методов представляет грубую версию разностной схемы, упрощенной за счет привлечения эмпирических зависимостей и параметров [4]. Описание зонального метода без приведения результатов расчетов для печей такого же типа, что и в настоящей работе, приводится, например, в работе [5]. В зональных методах поле температуры, коэффициенты конвективно-турбулентного обмена между зонами определяются с использованием других расчетных и экспериментальных данных по аэродинамике и конвективной теплоотдаче в трубчатых печах. В последние годы для теплового расчета топочных устройств начали применяться методы, основанные на совместном численном решении кинетического уравнения переноса энергии излучения и уравнений газовой динамики, записанных в дифференциальной форме. В работе [6] был предложен общий метод расчета трехмерных топков при наличии в них процессов рециркуляционного течения продуктов сгорания, горения и комбинированного теплопереноса. В работе [7] численно моделируется пространственное горение многокомпонентной газовой смеси в топке котла без учета теплового излучения. Сегодня существуют коммерческие универсальные вычислительные пакеты, например, ANSYS FLUENT, CFX, FlowVision и др. Известно о наличии пакета программ VP2/3, σ -Flow [8], позволяющего

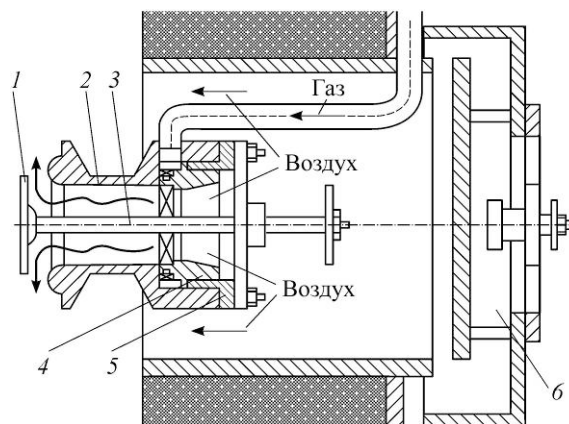


Рис. 2. Акустическая газовая горелка.
1 — отражающий диск, 2 — корпус, 3 — шток, 4 — резонатор, 5 — прижимной фланец, 6 — регулятор эжекции воздуха и шумоглушитель.

рассчитывать пространственные течения с учетом горения газообразного, жидкого и твердого топлива и сложный теплообмен. Достоинством дифференциальных методов является возможность более полного и корректного учета всех взаимосвязанных физических процессов в топке [9–11].

Рассматриваемые в настоящей работе трубчатые печи характеризуются малой шириной камеры радиации по сравнению с ее длиной и высотой, симметричным расположением трубчатого экрана и ряда горелок. В этом случае изменение параметров потока по длине z (рис. 1) намного меньше, чем по ее ширине y и высоте x . Поэтому задачу теплообмена и газовой динамики продуктов сгорания можно рассматривать в двухмерной постановке. Метод основывается на совместном численном интегрировании двухмерных уравнений переноса излучения в приближении метода дискретных ординат (1), энергии (2), турбулентного движения газовой смеси (3), двухпараметрической k - ε модели турбулентности (4), неразрывности и состояния газов (5), конвективно-диффузионного уравнения переноса компонентов топлива и воздуха (6):

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

$$\rho c_p u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho c_p v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} (\lambda_{\text{эф}} \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\lambda_{\text{эф}} \frac{\partial T}{\partial y}) + (q_v - \text{div} \mathbf{q}_p), \quad (2)$$

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial}{\partial x} (\mu_{\text{эф}} (2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \text{div} \mathbf{v})) + \frac{\partial}{\partial y} (\mu_{\text{эф}} (\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x})) + f_1, \quad (3)$$

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\Gamma_p / \Gamma_y + \frac{\partial}{\partial x} (\mu_{\text{эф}} (\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x})) + \frac{\partial}{\partial y} (\mu_{\text{эф}} (2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \text{div} \mathbf{v})), \quad (3)$$

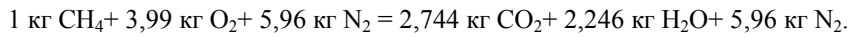
$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v \phi) = \frac{\partial}{\partial x} (\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y}) + S_\phi, \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0, \quad p = \frac{\rho}{\mu_{\text{см}}} RT. \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho u m_r) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v m_r) = \frac{\partial}{\partial x} (\Gamma_r \frac{\partial m_r}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\Gamma_r \frac{\partial m_r}{\partial y}) + S_r. \quad (6)$$

В этих уравнениях I_m^k — спектральная интенсивность излучения вдоль ограниченного числа направлений $\mathbf{S}_m \{m = 1, N_a\}$, эти направления задаются набором угловых координат $\{\mu_m, \xi_m\}$, $I_{b\lambda}(T)$ — спектральная интенсивность излучения черного тела при температуре T , α_k, β_k — осредненные спектральные коэффициенты поглощения и рассеяния, w_m — весовые коэффициенты [12], u, v — компоненты скорости \mathbf{v} продуктов сгорания вдоль осей x и y , ρ — плотность продуктов сгорания, c_p — изобарная теплоемкость, $\lambda_{\text{эф}} = \lambda + \lambda_r$ — коэффициент эффективной теплопроводности, p — давление, $\mu_{\text{см}}$ — молярная масса смеси газов, R — универсальная газовая постоянная, q_v — объемная плотность источников тепла, $\text{div} \mathbf{q}_p$ — мощность плотности лучистых потоков, $\mu_{\text{эф}} = \mu + \mu_r$ — эффективная вязкость, коэффициенты турбулентной вязкости и теплопроводности вычисляются по формулам: $\mu_r = c_\mu f_\mu \cdot \rho k^2 / \varepsilon$, $\lambda_r = c_p \mu_r / \text{Pr}_r$, где Pr_r — турбулентное число Прандтля; $f_1 = -\rho g(1 - \beta(T - T_\infty))$ — массовая сила, где $\beta = (1/\rho)(\partial\rho/\partial T)$ — коэффициент объемного расширения, g — ускорение свободного падения, $T_\infty = 290$ К — температура, принимаемая за начало отсчета при учете архимедовых сил, $\phi = \{k, \varepsilon\}$, k, ε — кинетическая энергия турбулентных пульсаций и скорость ее диссипации, S_ϕ — источниковый член [13], $\Gamma_\phi = \mu + \mu_r / \sigma_\phi$ — коэффициент переноса в уравнении (4), $m_r, m_{\text{ок}}$ — массовые концентрации горючего и воздуха, $S_r = 0,53 \rho g_r^{1/2} \varepsilon / k$ — скорость химической реакции,

определяемая по модели «обрыва вихрей» [14], $g_r = 2,27 (\mu_r k / \rho \varepsilon) (\partial m_r / \partial y)^2$ — среднеквадратичная пульсационная составляющая горючего, $\Gamma_r = \mu / \sigma_r$ — коэффициент переноса в уравнении (6), где σ_r — число Шмидта. Значения констант k - ε модели и выражения для f_μ взяты согласно рекомендациям [13]. Уравнению вида (6) удовлетворяет также $m_{ок}$. Источниковый член уравнения для массовой концентрации окислителя определяется соотношением $S_{ок} = S_r A$, где A — стехиометрическое количество воздуха для сгорания 1 кг горючего ($\Gamma_r = \Gamma_{ок}$). В настоящей работе предполагается полное сгорание метана с образованием CO_2 и H_2O :



Ввиду симметричности камеры радиации рассматривается только одна ее половина. Малый диаметр труб реакционного змеевика по сравнению с размерами камеры радиации и малый шаг между ними позволяет рассматривать трубчатый экран как твердую стенку. Эффективную степень черноты $\varepsilon_{эф}$ и отражательную способность $r_{эф}$ такого трубчатого экрана можно вычислить по формулам [15]:

$$\varepsilon_{эф} = \varphi_{пз} (2 - \varphi_{пз}) \varepsilon / (\varepsilon + \pi S_3 \varphi_{пз} (2 - \varphi_{пз}) d \cdot r), \quad r_{эф} = 1 - \varepsilon_{эф}, \quad (7)$$

где ε , r — спектральная степень черноты и отражательная способность наружной поверхности труб в k -ом спектральном диапазоне, $\varphi_{пз}$ — угловой коэффициент, зависящий от расстояния между трубами (шага) S_3 и внешнего диаметра труб d . В трубчатых печах более 90 % теплоты трубчатым экранам передается излучением, поэтому такое допущение не приводит к существенным ошибкам при определении суммарных тепловых потоков, так как конвективные тепловые потоки вычисляются использованием метода пристеночных функций [16].

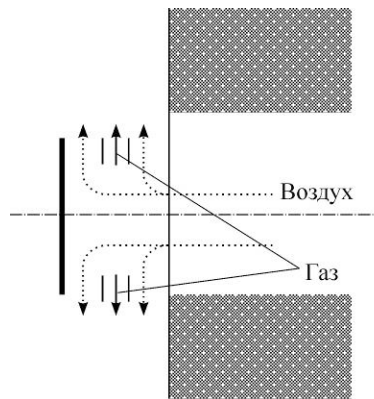
При моделировании работы акустических горелок предполагается, что газ на горение, частично перемешанный с воздухом, поступает в камеру радиации через две узкие щели параллельно стенкам в противоположных направлениях (рис. 3). Еще по четырем щелям с двух сторон от газовых щелей поступает вторичный воздух. Происходит воспламенение газоздушной смеси и горение вблизи стенки.

В представленной работе используется S_2 -приближение метода дискретных ординат ($N_0 = 4$). Индикатриса рассеяния представляется в виде

$$\gamma(\theta) = 1 + g_1 \cos \theta. \quad (8)$$

Тогда коэффициент $\phi_{m'm}$ в уравнении (1), учитывающий анизотропию рассеяния при квадратурном представлении интегрального члена, вычисляется по формуле

$$\phi_{m'm} = 1 + g_1 [\mu_m \mu_{m'} + \xi_m \xi_{m'} + \eta_m \eta_{m'}]. \quad (9)$$



Значения всех коэффициентов описаны в работе [12].

Рассматриваемые здесь программы позволяют вести расчет лучистых потоков с использованием модели широкой полосы, которая учитывает полосы 1,5, 2,7, 6,3, 10 мкм спектра излучения H_2O и 2,7; 4,3; 15 мкм у CO_2 . В этом случае уравнение (1) решается для каждой полосы, и лучистые потоки определяются суммированием по спектральным полосам. Расчеты проведены с интегральным по спектру

Рис. 3. Моделирование работы горелки.

коэффициентом поглощения газообразных продуктов сгорания с использованием модели взвешенной суммы серых газов [17].

Уравнения дополняются граничными условиями. Для ограничивающих поверхностей задается степень черноты со стороны топки, температура наружной поверхности и эффективный коэффициент теплопроводности стен с учетом многослойности. С внутренней стороны стены футерованы шамотным кирпичом. На срезе горелок задается состав, температура и скорость газов, выходящих из соответствующих щелей, интенсивность турбулентности $Tu = 0,1$. Для уравнений движения на твердой границе краевым условием является равенство нулю составляющих скорости потока: $u = 0$, $v = 0$. На жесткой стенке для уравнений переноса горючего и воздуха задается условие отсутствия потока. Для уравнения энергии на поверхности нагрева задается распределение температуры по длине труб в виде эмпирической зависимости (изменение температуры наружной поверхности труб показано на рис. 4). На выходе из топки для большинства параметров задается условие нулевого градиента. Для уравнения неразрывности в выходном сечении задается нулевое избыточное давление покидающих топку дымовых газов. На твердой границе диффузионный поток кинетической энергии турбулентности полагается равным нулю. Для получения дискретных аналогов уравнений сохранения использован метод контрольных объемов в сочетании с методом конечных разностей. Для алгебраической аппроксимации уравнений 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 три ряда горелки, используется более мелкая сетка. Вся область интегрирования разделена на 6000 прямоугольных ячеек.

Подробное описание вопросов постановки граничных условий, численных методов решения исходных уравнений, а также проверка результатов расчетов сравнением с имеющимися экспериментальными данными приводятся в работе [2]. Решение задачи сложного теплообмена проводится по итерационной схеме. В каждой итерации последовательно решаются газодинамическая и тепловая задачи. В ходе итерационного процесса совместного решения уравнений энергии и переноса излучения в первых внешних итерациях поле температуры и скоростей сильно «осциллирует». Для уменьшения величины «осцилляций» применяется нижняя релаксация и линеаризация источниковых членов.

Расчеты внешнего теплообмена и аэродинамики топочных газов при настильном сжигании топлива с использованием акустических горелок выполнены на примере трубчатой печи двухстороннего обогрева реакционных труб. Камера радиации указанной печи состоит из двух секций, расположенных симметрично относительно однорядного трубчатого змеевика с вертикальным расположением труб. Количество труб в змеевике равно 28, диаметр — 134×12 мм, шаг между ними — 300 мм, обогреваемая длина труб $L = 10$ м, ширина секции $H = 1,5$ м. В проведенных расчетах акустические горелки располагались в три яруса: нижний ярус — на расстоянии 1,5 м от пода, расстояние между ярусами горелок — 2,5 м. В тестовых расчетах в качестве топливного газа

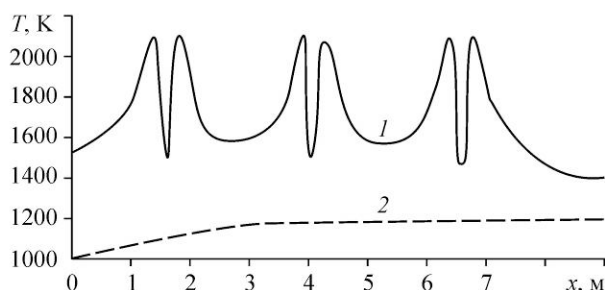


Рис. 4. Изменение температуры футеровки и наружной стенки труб по высоте камеры радиации.

1 — температура футеровки, 2 — наружная температура реакционной трубы.

использовался метан. Расход газа на половину камеры радиации составлял $V_T = 0,198 \text{ м}^3/\text{с}$, низшая теплота сгорания $Q_n^p = 35818 \text{ кДж/м}^3$. Температура топливной смеси на входе в горелки была равна 323 К, температура воздуха, подаваемого в горелки, в проведенных расчетах принята такой же. Коэффициент избытка воздуха $\alpha_T = 1,07$. Расчеты выполнялись при равномерном распределении топливного газа по ярусам горелок. Эффективная степень черноты поверхности нагрева, определенная по формуле (7), равнялась 0,79. Температура наружной поверхности труб менялась от 1000 до 1200 К. Предполагалось, что твердые поверхности диффузно испускают собственное и отражают падающее излучение. Степень черноты футерованных боковых стенок $\varepsilon = 0,42$, коэффициент теплопроводности с учетом многослойности стенок $\lambda = 0,35 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Учитывалась потеря теплоты через стенки за счет теплопроводности. Наружная температура стенок печи принята равной 300 К. Толщина стенок 0,45 м. Степень черноты свода принята равной 0,67, а пода — 0,69.

На рис. 4 представлено изменение температуры внутренней поверхности футеровки боковой стены камеры, полученное в результате расчетов, и наружной стены реакционных труб по высоте топки, заданное как исходное данное. Наименьшая температура футеровки получается вблизи горелок из-за обдувания поступающей из горелок газовой смеси. Температура футеровки резко повышается в области интенсивного горения, затем опять уменьшается по мере удаления от ярусов горелок. В настоящей работе теплопроводность учитывалась только поперек стенки. Если учитывать перенос теплоты также по высоте стенки, то изменение температуры футеровки вдоль оси x получится несколько сглаженным.

На рис. 5 изображены система координат и изотермы в объеме камеры радиации. На рисунке они представлены повернутыми на 90° , на самом деле ось x направлена вверх. Как видно, наивысшие температуры продуктов сгорания получаются вблизи боковой стены в области горения топлива. Большая часть объема камеры заполнена продуктами сгорания, температура которых плавно уменьшается от 1500 К до 1420 К вблизи трубчатого экрана. Температура дымовых газов уменьшается также в направлении перехода в конвекционную секцию и составляет 1270 К на перевале, что практически совпадает с опытными данными в пределах изменения этой величины $\pm 5 \text{ К}$ во время нормального режима эксплуатации печи.

На рис. 6 показан вид линий функции тока ψ в одной секции камеры радиации. Как было замечено выше, ось x на самом деле направлена вертикально вверх. Поле течения состоит из шести зон прямого тока, которые разделены зонами обратного течения. Первая зона прямого тока образуется продуктами сгорания третьего яруса горелок, направленных к своду печи. Эти линии тока идут вдоль верхней части футеровки боковой стенки, свода и продолжается до туннеля сбора дымовых газов на перевале печи. Температура этого слоя постепенно снижается от 2210 К в области горения горелок верхнего яруса и до 1270 К на выходе из камеры радиации. Шестая зона прямого тока образуется продуктами сгорания горелок первого яруса, направленных сначала к поду печи, и затем идет вдоль реакционных труб вплоть до перевала. На уровне второго яруса

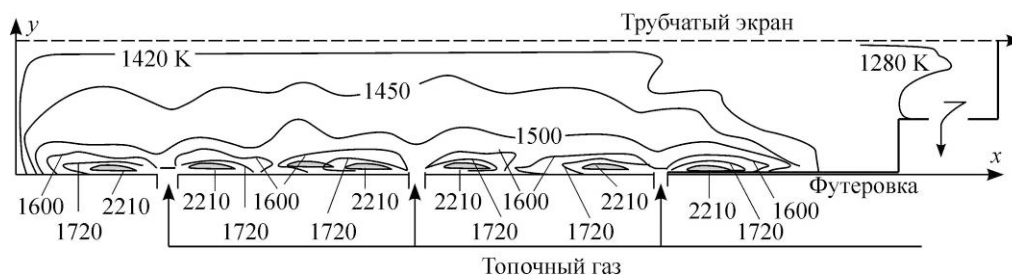


Рис. 5. Система координат и изотермы в камере радиации печи.

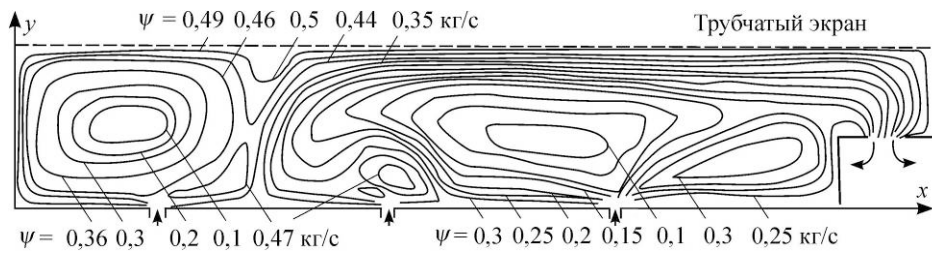


Рис. 6. Вид линий функции тока.

горелок соединяются линии тока от части дымовых газов горелок первого и второго ярусов и образуют общий поток с дымовыми газами первой зоны. Линии функции тока четвертой и пятой зон прямого тока образуются продуктами сгорания горелок второго и третьего ярусов, они сначала идут у боковой стенки печи, обогревая футеровку, и затем выше уровня второго яруса горелок присоединяются к общему потоку прямого тока.

Определенную часть топочного объема занимают зоны обратного тока, расположенные вблизи места расположения ярусов горелок. Зона обратного тока имеет температуру порядка 1450 К, что объясняется, с одной стороны, охлаждающим действием поверхности нагрева и, с другой, значительной удаленностью от областей тепловыделения. Из зон обратных токов продукты сгорания подсасываются к устью горелок, что способствует устойчивости горения газозвоздушной смеси.

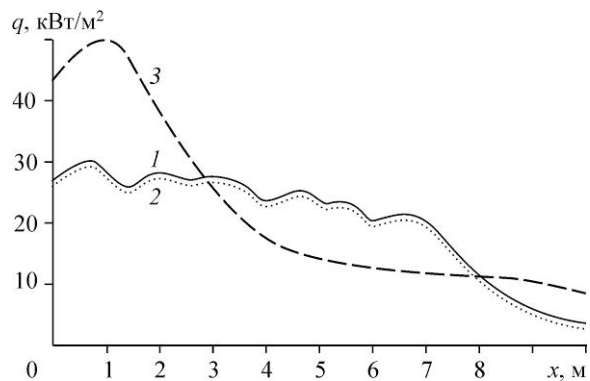
На рис. 7 изображены кривые распределения поверхностной плотности суммарного q и радиационного теплового потока q_p вдоль реакционных труб. Здесь штриховой линией показано изменение теплонапряженности реакционных труб при использовании инжекционных горелок той же общей тепловой мощности, расположенных на поду посередине секции радиации печи такого же назначения, полученное расчетным путем по рассматриваемой методике для камеры радиации таких же размеров.

Можно заметить, что по всей высоте камеры радиации доля конвективной передачи тепла к реакционным трубам не превышает 7 % и распределение плотностей суммарных тепловых потоков мало отличается от распределения плотностей лучистых потоков. Обращает внимание достаточно равномерное изменение поверхностных плотностей тепловых потоков вдоль реакционных труб в области расположения акустических горелок. Наличие небольших колебаний теплонапряженности труб в этой области можно объяснить соответствующим характером полей температур продуктов сгорания вблизи горелок и футеровки, показанных на рис. 4 и 5. В то же время при использовании инжекционных горелок, расположенных на поду печи, получается существенно неравномерное распределение плотностей тепловых потоков вдоль реакционных труб с характерным максимумом в районе факела.

Проведенные расчеты показывают, что дифференциальный метод теплового расчета топков можно использовать для определения локальных значений температур и скоростей продуктов сгорания в объеме камеры радиации трубчатых печей с акустическими горелками, расположенными на боковых

Рис. 7. Распределение плотностей тепловых потоков вдоль реакционных труб.

1 — плотности суммарных тепловых потоков, 2 — плотности радиационных тепловых потоков, 3 — плотности суммарных тепловых потоков при расположении инжекционных горелок на поду печи.



стенках. Одновременно определяются поверхностные плотности лучистых, конвективных и суммарных тепловых потоков к реакционным трубам, а также температура футеровки. Использование плоскопламенных газовых горелок акустического типа АГГ позволяет обеспечить более равномерную теплонапряженность реакционных труб по их длине, что указывает на перспективность их использования. При совместном решении задач внутриреакторных процессов и внешнего теплообмена определяются и локальные значения температуры стенок реакционных труб. Данный метод был использован авторами в трехмерной постановке для тепловых расчетов печей коробчатого типа с инжекционными горелками, установленными на своде [18], которые показали, что распределения тепловых потоков вдоль реакционных труб в трехмерных и двухмерных расчетах получаются практически одинаковыми. Трехмерные распределения параметров потока в основном имеются только в областях горения топлива вблизи среза горелок. В дальнейшем предполагается проведение расчетов печей с акустическими горелками в трехмерной постановке с целью определения возможностей оптимизации работы печи и границ применимости двухмерного приближения. Также ведется работа над увеличением количества учитываемых компонент горючего введением более сложных механизмов реакций горения.

Список литературы

1. Ентус Н.Р., Шарихин В.И. Трубчатые печи в нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности. М.: Химия, 1987. 304 с.
2. Вафин Д.Б. Сложный теплообмен / Радиационный теплообмен в энергетических установках. Saarbrücken, Deutschland: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2011. 251 с.
3. РТМ 26-22-40-77. Нормативная методика теплового расчета трубчатых печей. Введ. 01.08.78. М.: ВНИИНефтемаш, 360 с.
4. Бойко Е.А., Ровенский Д.П. Имитационная динамическая модель факельного сжигания топлива в пылеугольной топке // Известия ВУЗов, Проблемы энергетики. 2009. № 1/2. С. 3–14.
5. Кулешов О.Ю., Седелкин В.М. Методика численного расчета сопряженного теплообмена в технологических трубчатых печах в рамках зонального подхода // Известия ВУЗов, Проблемы энергетики. 2011. № 5–6. С. 47–54.
6. Pai B.R., Michelfelder S., Spalding D.B. Prediction of furnace heat transfer with a three-dimensional mathematical model // Int. J. Heat Mass Transfer. 1978. Vol. 21, No. 5. P. 571–580.
7. Камалова Г.А., Мессерле В.Е., Найманова А.Ж., Устименко А.Б. Моделирование турбулентных реагирующих течений в топочных устройствах // Теплофизика и аэромеханика. 2008. Т. 15, № 1. С. 149–161.
8. Дектерев А.А., Гаврилов А.А., Харламов Е.Б., Литвинцев К.Ю. Использование программы σ -Flow для численного исследования технологических объектов // Вычислительные технологии. 2003. Т. 8, Совмест. вып., Ч. 1. С. 250–255.
9. Абдуллин А. М., Вафин Д.Б. Численное моделирование локального теплообмена в топках трубчатых печей на основе дифференциальных приближений для лучистого переноса тепла // ИФЖ. 1991. Т. 60. № 2. С. 291–297.
10. Вафин Д.Б. Тепловой расчет топок с многоярусным расположением настилающих горелок // Известия ВУЗов, Проблемы энергетики. 2009. № 1/2. С. 53–60.
11. Вафин Д.Б., Садыков А.В., Садыкова Д.А. Моделирование работы веерных горелок настольного пламени в трубчатых печах дифференциальным методом // Вестник КГТУ. 2012. Т. 15. № 18. С. 74–78.
12. Fiveland W.A. Comparison of discrete-ordinates formulations for radiative heat transfer in multidimensional geometries // J. Thermophysics and Heat Transfer. 1995. Vol. 9. P. 47–53.
13. Волков К.Н. Сравнение низкорейнольдсовых моделей турбулентности с данными прямого численного моделирования течения в канале // Теплофизика и аэромеханика. 2005. Т. 12, № 3. С. 365–378.
14. Spalding D.B. Mixing and chemical reaction in steady confined turbulent flames // 13th Intern. Symp. of combustion: The Combustion Institute, Pittsburgh, 1970. P. 649–657.
15. Гориславец С.П., Тменов Д.Н., Майоров В.И. Пиролиз углеводородного сырья. Киев: Наукова думка, 1977. 305 с.
16. Белов И.А., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений. СПб.: Изд. БГТУ, 2001. 108 с.
17. Smith T. F., Shen Z.F., Friedman J.N. Evaluation of coefficients for the weighted sum of gray gases model // J. Heat Transfer. 1982. No. 104. P. 602–608.
18. Вафин Д.Б., Садыков А.В. Трехмерные области полей температуры и аэродинамических условий в технологических печах коробчатого типа // Вестник Казанского государственного технического университета. 2011. № 4. С. 13–19.

*Статья поступила в редакцию 19 августа 2014 г.,
после переработки — 16 марта 2015 г.*