

УДК 536.3:535.34
DOI 10.17513/snt.40300

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ КАМЕР РАДИАЦИИ ПЕЧЕЙ ПИРОЛИЗА УГЛЕВОДОРОДОВ С БОЛЬШИМ КОЛИЧЕСТВОМ ЯРУСОВ ГОРЕЛОК

Вафин Д.Б., Ваньков Ю.В.

ФГБОУ ВО «Казанский государственный энергетический университет»,
Казань, e-mail: vafdanil@yandex.ru

Цель работы: моделирование процессов, происходящих в топочных камерах трубчатых печей пиролиза углеводородов, в случае расположения ярусов настенных горелок как на боковых стенах, так и на поду и своде печи. Взаимосвязанные процессы описываются системой дифференциальных уравнений в частных производных, которые включают условия сохранения энергии и количества движения, уравнения модели горения топливного газа в воздухе и уравнения переноса лучистой энергии. Проведены численные исследования с целью прогнозирования температурного состояния элементов печи в случае изменения расположения ярусов большого количества горелок небольшой мощности на футерованных стенах топочной камеры печи в виде прямоугольного параллелепипеда. Применение горелок, расположенных в различных местах топки печи, приводит к образованию сложных полей температуры и скоростей дымовых газов в радиантной камере. Теплота для проведения крекинга углеводородов в трубчатых реакторах в основном поступает за счет переноса энергии излучения продуктов сгорания, микроскопических частиц сажи и футеровок топки. В некоторых действующих установках по 8 ярусов горелки расположены только на двух боковых стенках радиантной камеры топки, что приводит к неравномерному распределению тепловых потоков по высоте трубчатого змеевика. В результате численного интегрирования системы дифференциальных уравнений получены поля скоростей и температуры в объеме топки, а также теплонапряженности реакционных труб. Расчеты показали, что при модернизации действующей печи путем расположения некоторых ярусов горелок на поду и на своде топки сохранением их общего количества удастся добиться более равномерного распределения поверхностных плотностей тепловых потоков вдоль реакционных труб.

Ключевые слова: теплообмен, излучение, горение, турбулентность, моделирование, численный эксперимент, пиролиз этана

MODELING OF THE THERMAL STATE OF THE RADIATION CHAMBERS OF HYDROCARBON PYROLYSIS FURNACES WITH A LARGE NUMBER OF BURNER TIERS

Vafin D.B., Vankov Yu.V.

Kazan State Power Engineering University, Kazan, e-mail: vafdanil@yandex.ru

The purpose of the work is to model the processes occurring in the combustion chambers of tubular hydrocarbon pyrolysis furnaces, in the case of tiers of wall burners located both on the side walls and on the hearth and roof of the furnace. Interrelated processes are described by a system of partial differential equations, which include the conditions of conservation of energy and the amount of motion, the equations of the model of gaseous fuel in air and the equations of radiant energy transfer. Numerical studies have been carried out in order to predict the temperature state of the furnace elements in the event of a change in the location of the tiers of a large number of low-power burners on the lined walls of the furnace chamber in the form of a rectangular parallelepiped. The use of burners located in various places of the furnace chamber leads to the formation of complex fields of temperature and flue gas velocities in the radiant chamber. The heat for cracking hydrocarbons in tubular reactors is mainly supplied by energy transfer.

Keywords: heat transfer, radiation, combustion, turbulence, modeling, numerical experiment, ethane pyrolysis

Введение

В нефтехимической промышленности для производства этилена в основном применяются трубчатые печи пиролиза углеводородов. Оптимальный выход этилена зависит от возможности интенсивного подвода теплоты к смеси углеводородов и водяного пара, перемещающихся внутри реакционных труб за как можно короткий период времени. Тепловые потоки к реакционным трубам зависят от распределения температуры и концентрации излучающих компонентов дымовых газов и сажи в объеме топочной камеры печи. Локальные значения темпе-

ратуры и тепловых потоков можно определить использованием дифференциальных методов теплового расчета топок [1]. Применяемые при проектировании нормативные методы расчета основаны на использовании критериальных уравнений и опытных данных, которые не всегда известны. Такие методы позволяют определить только суммарный тепловой баланс печи.

Цель исследования – математическое моделирование топочных процессов в топках трубчатых печей с большим количеством ярусов горелок; изучение влияния расположения настенных горелок малой мощности на боковых стенах радиантной

камеры, на поду и на своде камеры печей пиролиза углеводородов на температурное состояние в топке и на распределение тепловых потоков по высоте трубчатого экрана путем численных решений системы дифференциальных уравнений, которые описывают разнообразные процессы в топочной камере печи.

Материалы и методы исследования

Обзор публикаций, посвященных вопросам получения этилена путем пиролиза углеводородов, приведен в работе [2]. Особенности имеющихся методов теплового расчета топок анализируются в работах [1, 3]. Анализ показывает, что только дифференциальные методы тепловых расчетов топок дают возможность учитывать многообразные взаимосвязанные процессы, протекающие в топках без использования многочисленных опытных данных. В настоящее время такие методы используются для решения разнообразных задач [4-6].

Для термического разложения этана, бутан-пропановых фракций и легких бензинов в настоящее время используются трубчатые печи со свободно висющими вертикальными змеевиками (рис. 1). Целевые продукты процесса пиролиза, которыми являются ненасыщенные углеводороды, только при температурах выше 750°C становятся термодинамически стабильными. Выход целевых продуктов получается максимальным при температурах 780–870°C в зависимости от состава сырья [7]. Интенсификация процесса пиролиза углеводородов осуществляется за счет повышения температуры процесса крекинга и уменьшения продолжительности пребывания сырья в трубчатых реакторах до 0,4 с. В результате температура поверхности металла выходных проходов труб змеевика может достигнуть значений 1100–1150°C, что является пределом жаропрочности большинства легированных

сталей [8]. Поэтому при проектировании новых и модернизации существующих печей желательнее прогнозировать влияние изменений их конструкции на локальные значения температуры и тепловых потоков.

Влияние изменения расположения ярусов горелок небольшой мощности на поле температуры и на распределение тепловых потоков в камерах радиации изучено недостаточно. Поэтому работа актуальна как с научной, так и практической точек зрения.

В действующих печах пиролиза подобного типа, проанализированных в работах [1, 3], настенные горелки типа LPMW-5 расположены только на боковых стенах топки в восьми рядах. В каждом ярусе с одной стороны расположено по 8 горелок мощностью 186 кВт. В данной работе предполагается, что 7 ярусов горелок с правой стороны расположены на боковой стенке камеры, а 1 ряд – на поду. Предполагается, что в левой части 1 ряд таких же горелок установлен на своде, 1 ряд – на поду и 6 ярусов – на боковой стенке. Предполагается, что такое расположение горелок обеспечит более равномерный обогрев змеевиков радиационной секции печи.

В непосредственной близости от амбразур горелок движение продуктов сгорания является трехмерным, однако потоки от множества горелок вблизи трубчатого реактора образуют практически двухмерное течение. Поэтому, пренебрегая небольшими изменениями параметров течения по глубине печи вдоль оси Ox , с достаточной точностью для проектирования тепловые расчеты можно провести в двухмерной постановке. В этом случае изменение значений температуры T смеси дымовых газов вдоль осей Oy и Oz в топке описывается двухмерным дифференциальным уравнением, вытекающим из условий сохранения энергии в элементарном объеме области интегрирования:

$$\zeta c_{см} w \frac{\partial T}{\partial z} + \zeta c_{см} u \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial z} (\kappa_{кф} \frac{\partial T}{\partial z}) + \frac{\partial}{\partial y} (\kappa_{эф} \frac{\partial T}{\partial y}) + (q_{об} - \text{div} \mathbf{q}_p), \quad (1)$$

где ζ – плотность смеси продуктов сгорания в данном месте, кг/м³; $c_{см}$ – удельная теплоемкость смеси, Дж/кг; w и u – составляющие скорости течения вдоль осей Oz и Oy , м/с; $\kappa_{эф}$ – эффективный коэффициент теплопроводности, учитывающий как молекулярную, так и турбулентные составляющие, Вт/(м·К); $q_{об}$ – выделение теплоты в единице объема за счет горения топлива, Дж/м³.

Дивергенция потоков излучения $\text{div} \mathbf{q}_p$ определяется решением уравнения переноса лучистой энергии в каждом спектральном диапазоне:

$$\chi_m \frac{\partial I_m^k}{\partial z} + \mathbf{u}_m \frac{\partial I_m^k}{\partial y} = k_{n\lambda} \int_{\lambda_{k-1}}^{\lambda_k} I_{bk} d\lambda - (k_{nk} + k_{pk}) I_m^k + \frac{k_{pk}}{4\pi} \sum_{m'=1}^{N_0} \omega_{m'} \Psi_{m'm} I_{m'}^k, \quad (2)$$

где χ_m , \mathbf{u}_m – наборы угловых координат, вводимых в приближении метода дискретных ординат; I_m^k – суммарная интенсивность излучения в пределах k -й спектральной полосы

вдоль направлений $\Sigma_m \{m = 1, N_o\}$, Вт/м⁴; $I_{bk}(T)$ – суммарная по Планку интенсивность излучения абсолютно черного тела в пределах спектральной полосы, Вт/м⁴; k_{nl} , k_{pk} – осредненные в каждой полосе спектральные коэффициенты поглощения и рассеяния; ω_m – весовые коэффициенты [1].

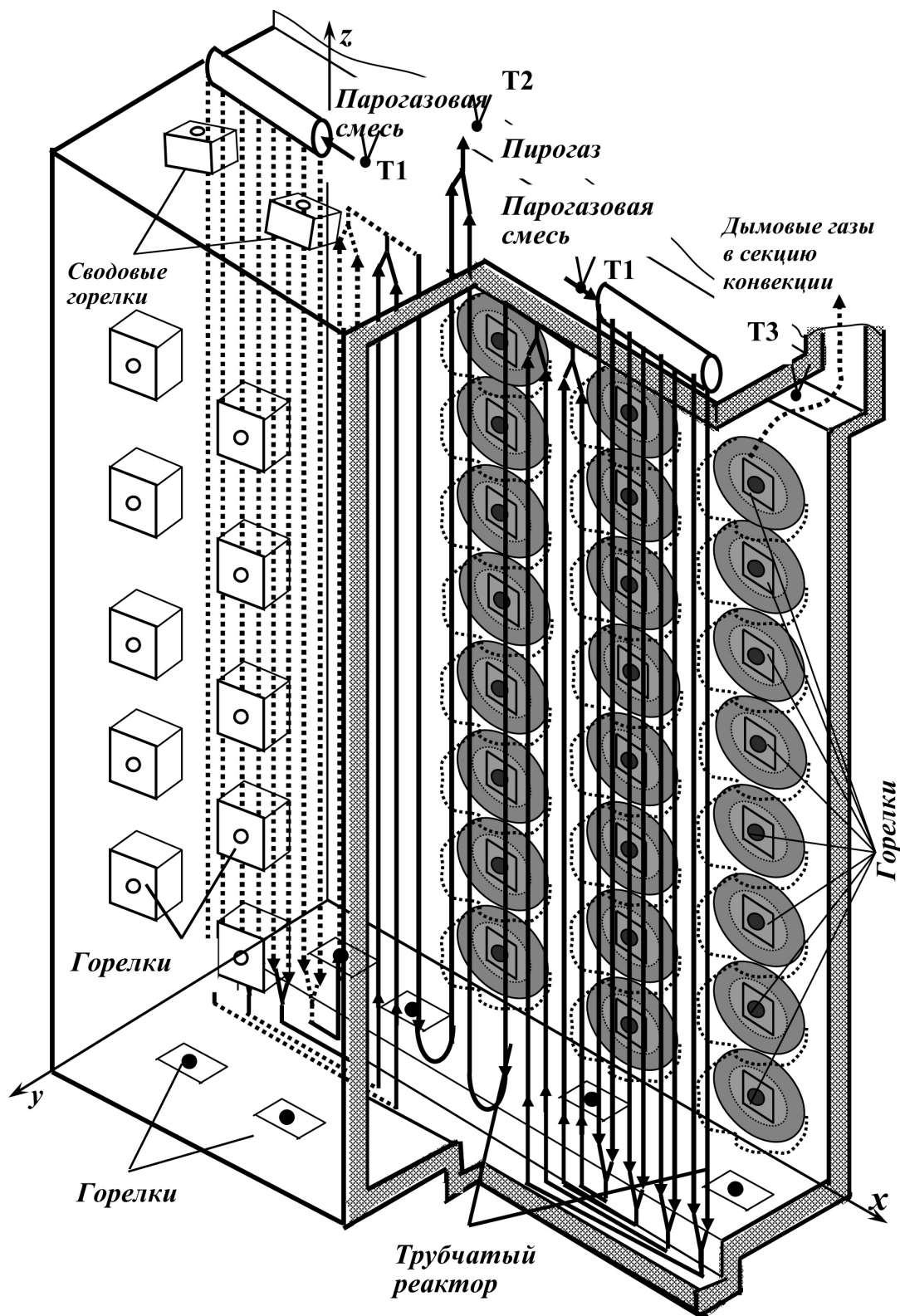


Рис. 1. Эскиз части камеры радиации трубчатой печи пиролиза

Объемная плотность тепловых выделений $q_{об}$ получается в результате решения дифференциальных уравнений диффузии для реагирующих компонентов топливного газа, ниже они представлены в обобщенном виде:

$$\frac{\partial}{\partial z}(\zeta w \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\zeta v \phi) = \frac{\partial}{\partial z}(\Phi_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial z}) + \frac{\partial}{\partial y}(\Phi_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial y}) + \Psi_{\phi}, \quad (3)$$

где $\phi = \{m_{CH_4}, m_{C_2H_6}, m_{H_2}, m_{O_2}, m_{CO}, m_{CO_2}, m_{H_2O}, k, \epsilon, \} - k, \epsilon - m_{CH_4}, m_{CH_4}, m_{C_2H_4}, m_{H_2}, m_{O_2}, m_{CO}, m_{CO_2}, m_{H_2O}$ – массовые концентрации метана, этана, водорода в составе топливного газа, кислорода воздуха на горение, окиси углерода, двуокиси углерода, водяных паров в продуктах сгорания; кинетическая энергия турбулентных пульсаций и скорость ее диссипации, так как уравнение применяемой модели турбулентности в обобщенном виде также записывается в виде (3); $\Phi_{\phi} = m / \sigma_t$ – коэффициент переноса для соответствующих величин, σ_t – Шмидта число; Ψ_{ϕ} – источниковый член [1].

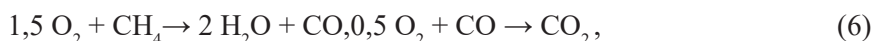
Составляющие вектора скорости w, v в направлениях осей Oz и Oy вычисляются в ходе интегрирования уравнений сохранения количества движения:

$$\left. \begin{aligned} \zeta w \frac{\partial w}{\partial z} + \zeta v \frac{\partial w}{\partial y} &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z}(M_{ef}(2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \operatorname{div} \mathbf{v})) + \frac{\partial}{\partial y}(M_{ef}(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z})) + \zeta_1, \\ \zeta w \frac{\partial v}{\partial z} + \zeta v \frac{\partial v}{\partial y} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y}(M_{ef}(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z})) + \frac{\partial}{\partial z}(M_{ef}(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \operatorname{div} \mathbf{v})). \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Эффективные коэффициенты вязкости M_{ef} и переноса Φ_{ϕ} определяются в результате интегрирования уравнения k - ϵ модели турбулентности. Для замыкания системы к перечисленным уравнениям добавляются уравнения неразрывности и состояния газовой смеси:

$$\frac{\partial(\zeta w)}{\partial z} + \frac{\partial(\zeta v)}{\partial y} = 0, \quad p = \frac{\zeta}{\mu_{cm}} RT. \quad (5)$$

Для вычисления коэффициентов поглощения излучающих компонентов газов в отдельных спектральных диапазонах необходимо знать значения мольных долей водяного пара, двуокиси углерода и окиси углерода в объеме топки. Эти данные находятся применением модели полного сгорания основного компонента природного газа в две стадии:



и уравнения горения водорода и этана:



Уравнение переноса лучистой энергии (2) решается для спектральных полос с учетом полос 1,5; 2,7; 6,3; 10 мкм водяного пара и 2,7; 4,3; 15 мкм двуокиси углерода модели широкой полосы. При этом полосы 2,7 мкм H_2O и CO_2 учли совместно. Уравнение (2) решается также для оставшейся суммарной прозрачной для излучения полосы в пределах от 0,5 до 20 мкм. Суммированием по перечисленным полосам излучения в пределах каждого конечного элемента области интегрирования определены интегральные поверхностные плотности лучистой энергии в данном элементе.

Уравнения (1–4) требуют задания граничных условий. Общая толщина стенок камеры радиации 0,31 м, температура их наружных поверхностей 40°C, эффективный коэффициент теплопроводности 0,35 Вт/(м·К). При двухмерном моделировании ряд горелок каждого яруса заменяется узкой щелью, площадь которой равняется суммарной площади выходного сечения амбразуры горелок дан-

ного ряда. Задаются мольные доли горючих компонент топливного газа, кислорода воздуха на горение, их температура и скорость на выходе из амбразуры грелок, степень черноты стенок камеры. Эффективная степень черноты трубчатого экрана принята равной 0,79. Более подробные вопросы постановки краевых условий, описание методов дискретизации уравнений (1–5) и обсуждение особенностей их численного решения имеются в публикациях [1, 3].

Рассматриваемая печь имеет большое количество входов, что приводит к уменьшению сходимости при численном решении системы дифференциальных уравнений. Устойчивость итерационного процесса решения удалось обеспечить применением метода нижней релаксации.

Результаты исследования и их обсуждение

Уравнения (1–5), описывающие процессы в камере радиации, решаются с по-

мощью разработанного пакета прикладных программ. В целях возможности модернизации печи пиролиза этана проведены тепловые расчеты для определения характера поля температуры в радиантной камере действующей и предлагаемой печи.

Поле температуры в радиационной секции печи с расположением рядов горелок на стенках, а также на полу и на своде левой половины топочной камеры показано на рисунке 2а, на рисунке 2б – в правой половине камеры действующей печи.

Как видно из рисунка 2, наличие большого количества горелок малой мощности, расположенных в разных местах радиантной камеры, приводит к образованию сложных полей температуры, которые являются далеко не однородными, даже при большом их количестве.

На рисунке 3 приведены графики изменения поверхностной плотности тепловых потоков по высоте трубчатого реактора в камере радиации для трех вариантов расчетов.

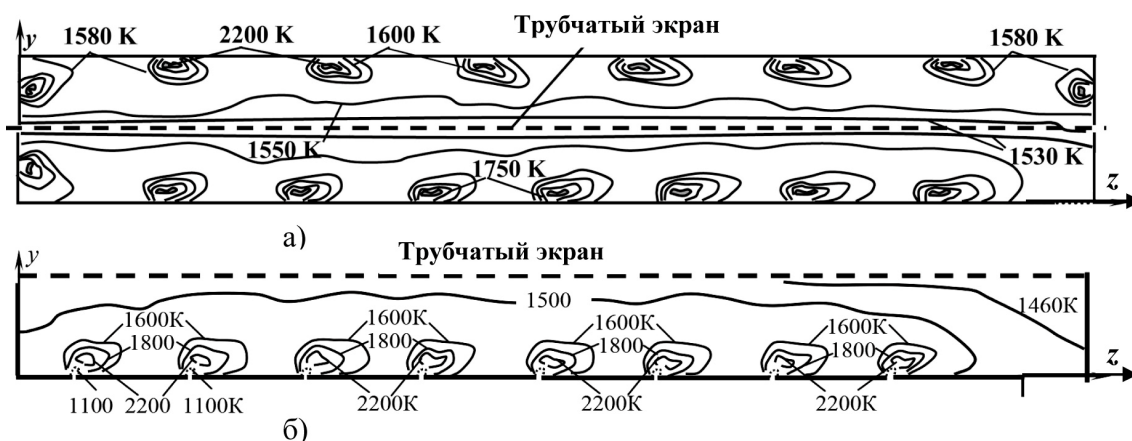


Рис. 2. Вид изотерм в камерах радиации предлагаемой и существующей печи

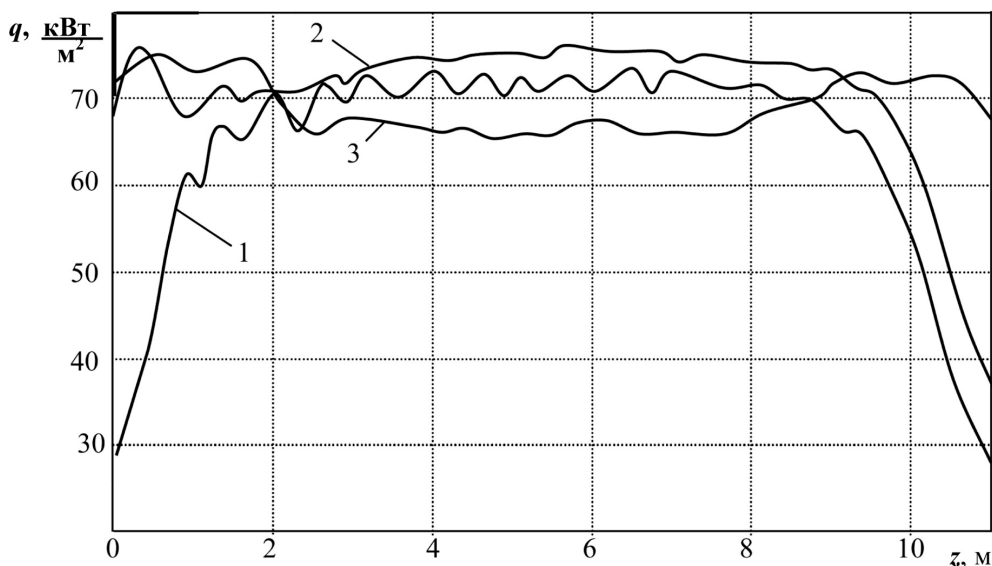


Рис. 3. Графики изменения плотностей тепловых потоков по высоте трубчатого экрана: 1 – в действующей печи; 2 – один ряд горелок на полу камеры; 3 – в левой части секции еще один ряд горелок размещен на своде камеры

Тепловой баланс печи

$Q_{\text{воз}}, \text{ МВт}$	$Q_{\text{топ}}, \text{ МВт}$	$Q^{\text{н}}, \text{ МВт}$	$Q_{\text{пир}}, \text{ МВт}$	$Q_{\text{ст}}, \text{ МВт}$	$Q_{\text{кон}}, \text{ МВт}$	$Q_{\text{ух}}, \text{ МВт}$
0,043	0,13	44,1	21,8	0,47	18,503	3,5

Линия 1 на рисунке 3 означает изменение поверхностных плотностей тепловых потоков по высоте реакционных труб в условиях радиационной секции действующей установки, когда ярусы горелок в количестве по 8 шт. расположены только на боковых стенах. В таком варианте значения тепловых потоков вблизи пода и свода камеры значительно меньше, чем в середине камеры. Это можно объяснить более низким уровнем температур поверхностей пода и свода топочной камеры, а также соответствующих участков боковых стен, что приводит к снижению уровня лучистых потоков от раскаленных поверхностей, особенно в окнах прозрачности дымовых газов для теплового излучения. Для сравнения были проведены расчеты в предположении размещения по одному ряду горелок в каждой половине на поду камеры (линия 2) и для случая, когда по одному ряду горелок были бы на поду камеры радиации, а в левой части еще один ряд горелок размещен на своде (линия 3). Во всех трех вариантах общее количество горелок и их ярусов считалось одинаковым. Для получения температуры дымовых газов на переходе из радиационной секции в конвекционную примерно такого же уровня, как и в действующей печи, расход топливного газа на подовые и сводовые горелки задали примерно на 14% меньше, чем на ярусы горелок, размещенных на боковых стенах камеры. Как видно из рисунка 3, распределение тепловых потоков по высоте реакционных труб получается более равномерным для варианта 3.

Тепловой баланс печи представлен в таблице, где $Q_{\text{воз}}$ – теплота, вводимая воздухом на горение; $Q_{\text{топ}}$ – мощность ввода теплоты в камеру радиации топливом; $Q^{\text{н}}$ – мощность тепловыделений за счет сгорания топливного газа; $Q^{\text{р}}$ – расход теплоты на нагрев и проведение эндотермических реакций в трубчатых реакторах; $Q_{\text{ст}}$ – мощность потери теплоты в окружающую среду через стенки радиантной камеры; $Q_{\text{кон}}$ – теплота, переходящая в конвекционную часть; $Q_{\text{ух}}$ – потеря теплоты с уходящими из печи газами. Полученные данные соответствуют опытным данным действующей печи, что подтверждает достоверность данных и для предлагаемой для модернизации печи (таблица).

Выводы

Проведенные расчеты показывают, что получаются результаты, хорошо совпадающие с имеющимися опытными данными для действующей печи. В частности, расчетные значения температуры продуктов сгорания на переходе в конвекционную секцию совпадают со значениями, измеренными штатными термопарами ТЗ (рис. 1).

Температура продуктов сгорания сильно изменяется только в непосредственной близости от горелок. Расчеты также показывают, что для увеличения тепловых потоков к трубчатому экрану в нижней и в верхних частях камеры радиации по одному ряду горелок желательно расположить на поде и своде камеры радиации.

Применение большого количества горелок малой мощности уменьшает области с высоким уровнем температур, что приводит к уменьшению образования окислов азота.

Список литературы

1. Вафин Д.Б. Тепловые и аэродинамические параметры камеры радиации печи пиролиза углеводородов // Известия вузов: Проблемы энергетики. 2022. Т. 24, № 3, С. 198-210. DOI: 10.30724/1998-9903-2022-24-3-198-210.
2. Fairuzov D., Gerzeliev I., Maximov A., Naranov E. Catalytic Dehydrogenation of Ethane: A Mini Review of Recent // Catalysts. 2021. Т. 11, № 833. DOI: 10.3390/catal11070833.
3. Вафин Д.Б., Ваньков Ю.В. Тепловой расчет камеры радиации пиролиза углеводородов с несимметричным расположением расположения настенных горелок // Известия высших учебных заведений: Проблемы энергетики. 2023. Т. 25, № 5. С. 126-140. DOI: 10.30724/1998-9903-2023-25-5-126-140.
4. Xiangcum Qi, Mo Yang, Yuwen Zhang. Numerical analysis of NOx production under the air staged combustion // Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT). 2017. Т. 8, № 3. DOI: 10.5098/hmt.8.3.
5. Oyewola O.M., Ismail O.S., Bosomo J.O. Numerical simulations of the turbulence in the thermal-radiation flow field // Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT). 2022. V. 8. DOI: 10.5098/hmt.17.8.
6. Sebastian E., Georg L., Kai S., Gabor J., Dominique T. Optimal tube bundle arrangements in side-fired methane steam reforming furnaces // Frontiers in Energy Research. 2020. V. 8. № 583346.
7. Долганов И.М., Бунаев А.А. Математическое моделирование пиролиза пропан-бутановой фракции с учетом накопления кокса // Neftegaz.RU. 2020. № 3. С. 17-20. URL: <https://magazine.neftgaz.ru/articles/pererabotka/536605-matematicheskoe-modelirovanie-piroliza-propan-butanovoy-fraktsii-s-uchetom-nakopleniya-koksa/?ysclid=m711bd5r6i129243962> (дата обращения: 15.11.2024).
8. Afanasiev S.V., Ismaylov O.Z., Pyrkin A.V., Kravtsova M.V., Pisklova O.P. Structural heterogeneity of reaction pipes from austenitic hightemperature alloys // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2019. V. 537. № 022049. DOI: 10.1088/1757-899X/537/2/022049.