ТЕХНОСФЕРНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ

(cc) вү УДК 536.3:535.34

DOI:10.30724/1998-9903-2022-24-3-198-210

ТЕПЛОВЫЕ И АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ КАМЕРЫ РАДИАЦИИ ПЕЧИ ПИРОЛИЗА УГЛЕВОДОРОДОВ

Вафин Д.Б.

Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФГБОУ ВО «Казанский национальный исследовательский технологический университет, г. Нижнекамск, Россия ORCID: 0000-0002-6411-3640

vafdanil@yandex.ru

Резюме: ЦЕЛЬ. Смоделировать взаимосвязанные физико-химические процессы в камерах радиации трубчатых печей пиролиза углеводородов. Провести численные расчеты тепло и массообмена в топочной камере печи с многоярусным расположением настенных горелок на боковых футерованных стенах. МЕТОДЫ. С помощью собственного пакета прикладных программ, основанного на численном решении системы дифференииальных уравнений сохранения энергии и уравнений радиационной газовой динамики, рассчитаны поля скоростей и температуры продуктов сгорания природного газа в камере радиации трубчатой печи пиролиза углеводородов. В камере радиации происходят взаимосвязанные процессы горения природного газа, лучисто-конвективного теплообмена, турбулентного течения дымовых газов. Эти процессы смоделированы двухмерными уравнениями модели горения, переноса энергии излучением и уравнениями движения. В боковых стенках камеры радиации с обеих сторон в восьми горизонтальных ярусах установлены настенные горелки в количестве 128 штук. Продукты сгорания, выходящие из сопел этих горелок создают сложные поля скоростей и температуры в объеме камеры. За счет излучения дымовых газов, мельчайших частиц сажи и раскаленных футерованных стен камеры радиации формируются тепловые потоки к трубчатому экрану, где происходит пиролиз углеводородов с целью получения этилена. РЕЗУЛЬТАТЫ. В результате расчетов получены поля скоростей, температуры в объеме камеры радиации и концентрации основных компонентов продуктов сгорания. Вычислены локальные значения поверхностных плотностей лучистых тепловых потоков к реакционным трубам для печей пиролиза метана и пропана. Проведены сравнения некоторых полученных результатов с показаниями приборов действующих технологических установок. ЗАКЛЮЧЕНИЕ. Расчеты показывают, что разработанный пакет программ позволяет получить реалистические значения локальных скоростей и температуры в камерах радиации трубчатых печей, значения поверхностных плотностей конвективных и лучистых тепловых потоков к граничным поверхностям и другие тепловые и газодинамические параметры в объеме топки.

Ключевые слова: излучение; теплообмен; горение; турбулентность; температура; численный эксперимент; пиролиз углеводородов.

Для цитирования: Вафин Д.Б. Тепловые и аэродинамические параметры камеры радиации печи пиролиза углеводородов // Известия высших учебных заведений. проблемы энергетики. 2022. Т.24. № 3. С198-210.. doi:10.30724/1998-9903-2022-24-3-198-210.

THERMAL AND AERODYNAMIC PARAMETERS RADIATION CHAMBERS OF THE HYDROCARBON PYROLYSIS FURNACE

DB. Vafin

Nizhnekamsk Institute of Chemical Technology (branch) Kazan National Research Technological University, Nizhnekamsk, Russia vafdanil@yandex.ru ORCID: 0000-0002-6411-3640

Abstract: THE PURPOSE. To carry out mathematical modeling of interrelated physico-

Проблемы энергетики, 2022, том 24, № 3

chemical processes in radiation chambers of tubular furnaces of pyrolysis of hydrocarbons. Perform numerical calculations of heat and mass transfer in the furnace furnace chamber with a multi-tiered arrangement of wall burners on the side lined walls. METHODS. Using our own package of applied programs based on the numerical solution of a system of differential equations of energy conservation and equations of radiation gas dynamics, the fields of velocities and temperatures of natural gas combustion products in the radiation chamber of a hydrocarbon pyrolysis tubular furnace are calculated. Interrelated processes of natural gas combustion, radiant-convective heat transfer, and turbulent flow of flue gases take place in the radiation chamber. These processes are modeled by two-dimensional equations of the combustion model, energy transfer by radiation, and equations of motion. In the side walls of the radiation chamber on both sides in eight horizontal tiers there are wall burners in the amount of 128 pieces. Combustion products emerging from the nozzles of these burners create complex velocity and temperature fields in the chamber volume. Due to the radiation of flue gases, the smallest soot particles and hot lined walls of the radiation chamber, heat flows are formed to the tubular screen, where hydrocarbons are pyrolyzed to produce ethylene. RESULTS. As a result of calculations, the velocity fields, the temperature in the volume of the radiation chamber and the concentration of the main components of the combustion products were obtained. Local values of surface densities of radiant heat fluxes to reaction pipes for methane and propane pyrolysis furnaces are calculated. Comparisons of some of the results obtained with the readings of the devices of existing technological installations are carried out. CONCLUSION. Calculations show that the developed software package makes it possible to obtain realistic values of local velocities and temperatures in the radiation chambers of tube furnaces, surface densities of convective and radiant heat fluxes to boundary surfaces, and other thermal and gas-dynamic parameters in the furnace volume. With a multi-row arrangement of a large number of wall burners of low thermal power, a complex field of temperature and velocities of combustion products in the furnace volume is formed on the side walls of the radiation chamber of the furnace. At the same time, this arrangement of the burners ensures a fairly uniform distribution of heat flows over the surface of the tubular screen of the hydrocarbon pyrolysis furnace.

Keywords: radiation; heat transfer; combustion; turbulence; temperature; numerical experiment; pyrolysis of hydrocarbons.

For citation: Vafin DB. Thermal and aerodynamic parameters radiation chambers of the hydrocarbon pyrolysis furnace. *Power engineering: research, equipment, technology.* 2022;24(3): 198-210. doi:10.30724/1998-9903-2022-24-3-198-210.

Введение

В нефтехимической промышленности для получения этилена широко используются трубчатые печи пиролиза углеводородов. Выход целевого продукта зависит от правильной организации подвода теплоты нагреваемому продукту в трубчатых реакторах за минимальный период времени. Поэтому необходимо обеспечить высокую степень теплообмена, что приводит большой теплонапряженности реакционных труб экрана, которые находятся на пределе жаростойкости материалов труб. Более 90 % теплоты трубчатому экрану поступает за счет лучистых потоков продуктов сгорания и раскаленных стен топочной камеры. Расчет тепловых потоков требует знания распределения температуры и концентрации излучающих компонентов продуктов сгорания в объеме камеры радиации печи. Эти данные можно получить путем численного решения дифференциальных уравнений сохранения энергии, импульса, неразрывности, переноса энергии излучением, моделей турбулентности и горения топливного газа. Применяемые до сих пор интегральные методы расчета трубчатых печей основываются на имеющихся опытных данных, требуют предположения не известных заранее параметров топки и позволяют прогнозировать только суммарные тепловые потоки к трубчатому экрану.

В данной работе дается краткое описание метода моделирования физических процессов, протекающих в камерах радиации трубчатых печей двухмерными дифференциальными уравнениями в частных производных, метода численного решения системы алгебраических уравнений, аппроксимирующих исходные уравнения. С помощью пакета прикладных программ, реализующий дифференциальный метод расчета топок проведен тепловой расчет печей пиролиза этана и пропана с многоярусным расположением настенных горелок на боковых стенах камеры радиации. Показаны поля температуры и течения в объеме камеры радиации, приведено распределение тепловых потоков по высоте трубчатого экрана.

Сравнение температуры дымовых газов на выходе из камеры радиации с экспериментальными значениями реальной печи показывает, что предлагаемый метод позволяет прогнозировать параметры трубчатой печи при проектировании. В то же время видно, что задание одинаковой температуры дымовых газов во всем объеме камеры радиации не соответствует действительности. При многорядном расположении большого количества настенных горелок малой тепловой мощности на боковых стенах камеры радиации печи образуется сложное поле температуры и скоростей продуктов сгорания в топочном объеме. В то же время такое расположение горелок обеспечивает достаточно равномерное распределение тепловых потоков по поверхности трубчатого экрана печи пиролиза углеводородов.

Литературный обзор

Достаточно подробный обзор литературы по методам теплового расчета топок и по вопросам анализа отдельных аспектов тепло и массообмена имеется в работах [1,2]. Компьютерные методы теплового расчета топок, которые учитывали бы различные физико-химические процессы в их взаимосвязи, начали появляться в 80-е годы двадцатого столетия. Имеются, так называемые, интегральные, зональные и дифференциальные методы теплового расчета.

Интегральные методы основываются на некоторых физических закономерностях дополненными опытными зависимостями между безразмерными критериями подобия. Интегральные методы не позволяют определить локальные температуры стенки реакционных труб, футеровки, продуктов сгорания изменение плотностей тепловых потоков по длине реакционных труб и другие параметры. В то же время при корректном использовании опытных данных для аналогичных печей эти методы позволяют определить суммарные тепловые потоки к трубчатому экрану и температуру продуктов сгорания на выходе из радиационной секции. До сих пор при проектировании новых трубчатых печей еще используются интегральные методы и появляются научные статьи, использующие такие методы [3,4].

Современные варианты зонального метода теплового расчета топок основаны на замене ограничивающих поверхностей топок и объема продуктов сгорания совокупностью эквивалентных оптически однородными и однородными подсистемами. В объеме топки и ограничивающих поверхностях выделяют некоторое количество излучающих объемных и поверхностных зон. В каждой зоне задаются постоянные значения термодинамических и оптических свойств, которые скачкообразно изменяются при переходе в соседнюю зону. Перенос энергии излучением определяется решением интегрального уравнения путем аппроксимации системой алгебраических уравнений для осредненных в пределах зоны поверхностной плотности потоков излучения. Полученная система уравнений, равная количеству выделенных зон, решается совместно с уравнениями тепло и массообмена в различных постановках. Имеются различные варианты зональных методов.

Значительный вклад для возможности применения зональных методов при тепловых расчетов топочных устройств внесли Невский А.С., Адрианов В.Н., Лисиенко В.Г., Седелкин В.М. и др. Появляется достаточно много публикаций, использующих варианты зональных методов для теплового расчета от теплиц [5] до топок котельных агрегатов [6]. При большом градиенте газодинамических и радиационных свойств среды приходится использовать большое количество поверхностных и объемных зон и задавать соответствующие эмпирические или определенные по другим методам данные. Это приводит к увеличению трудоемкости расчетов и уменьшению их точности.

Дифференциальный метод теплового расчета топок применительно к камерам радиации трубчатых печей был предложен автором данной статьи [7].

Под дифференциальным методом мы подразумеваем метод, основанный на моделировании физико-химических процессов в топочном объеме дифференциальными уравнениями переноса в частных производных и на решении кинетического уравнения переноса энергии излучением. Имеется большое количество публикаций, посвященных методам решения уравнения переноса излучением и уравнений радиационной газовой динамики, анализ некоторых из них можно найти в работе [8].

В работе [9] дается анализ некоторых методов сложного теплообмена в трубчатых печах. В [10] расчет теплообмена в топке парогенератора проведен комбинированным методом, когда уравнение энергии решается методом конечных разностей, а

Проблемы энергетики, 2022, том 24, № 3

дивергенция поверхностной плотности теплового излучения определяется методом Монте-Карло. Сравнивая полученные результаты, с соответствующими данными при использовании зонального метода указывается, что для получения одинаковой точности топочный объем надо разбить более чем на 100 зон.

Дифференциальными методами теплообмена в настоящее время рассматриваются различные задачи. Разработаны различные универсальные коммерческие вычислительные пакеты программ типа ANSYS FLUENT, CFX, FlowVision и др. Имеются статьи, подготовленные с помощью пакета программ VP2/3, σ-Flow [11], FLOREAN [12], позволяющие рассчитывать пространственные течения с учетом горения газообразного, жидкого и твердого топлива и сложный теплообмен. Для решения полной системы уравнений радиационной газовой динамики в трехмерной геометрии применительно к спускаемым космическим аппаратам имеется компьютерная платформа NEART-ASTEROID [11]. В работе [12] численными методами анализируется турбулентное горение бедной метано-воздушной смеси в модельной камере сгорания. Публикациями, посвященные изучению различных проблем в топочных объемах и подготовленные с использованием коммерческих программ являются работы [13-16]. В работе программный комплекс ANSYS Fluent 19.2 для исследования теплопроводности композитного материала.

Достоинством дифференциальных методов является возможность более полного учета всех взаимосвязанных физических процессов в топке. Некоторые вопросы изучения тепло и массообмена в трубчатой печи пиролиза этана были рассмотрены в [18].

Материалы и методы

Трубчатые печи пиролиза углеводородов применяются для термического разложения газообразного этана или бутан-пропановых фракций. Термический крекинг углеводородов в трубчатых реакторах камер радиации печи (рис. 1) за счет подвода теплоты от продуктов сгорания природного газа (или смеси природного и синтез газа) и раскаленных футерованных стен радиационной секции печи сопровождается образованием этилена, пропилена, метана, водорода и других продуктов. Этилен, используемый в качестве сырья для получения полимеров и каучуков, получается в процессе пиролиза углеводородов в трубчатых печах [19]. В данной работе анализируются тепловые и аэродинамические параметры в радиационной секции универсальной трубчатой печи пиролиза газообразного этана-рецикла или бутан-пропана типа *SRT*-II, предназначенного для получения этилена.

Трубчатые печи пиролиза имеют конвекционную и радиационные секции. При пиролизе этана, при правильной организации подвода теплоты к змеевикам камеры радиации, в основном, образуется этилен (~48 % по массе), водород (~3,51 %), метан. Количество не разложившегося этана – сырья на выходе печи составляет около 39,4 % по весу. При пиролизе пропана выход этилена меньше, чем при пиролизе этана и составляет 30,2 % по массе, однако пропан дает высокий выход пропилена (до 15,2 %). Выход водорода составляет 1,3 % по массе. Конверсия пропана при его пиролизе (отношение количества расщепившегося при пиролизе сырья к количеству поданного сырья) достигает 85...90 %.

Процесс пиролиза углеводородов происходит при температуре 800...855 °С в присутствии пара разбавления. Пар разбавления снижает парциальное давление углеводородов, что способствует увеличению селективности процесса в направлении повышения выхода этилена и пропилена, а также уменьшает образование кокса в трубчатом реакторе и смол на теплообменных поверхностях труб ЗИА.

Чем выше температура пирогаза на выходе из радиантных змеевиков печи, тем выше конверсия сырья. Для интенсификации процесса пиролиза углеводородов стремятся повысить температуру процесса крекинга и уменьшить продолжительность в трубчатых реакторах. В результате температура поверхности металла труб может достигнуть значения 1100 °C и выше [20]. Таким образом, материал труб находится на пределе жаропрочности и при проектировании печей необходимо обеспечить организацию горения топливного газа так, чтобы можно было достигнуть подвода необходимого количества теплоты нагреваемому продукту при допустимой температуре материала труб реактора.

При отклонении от оптимального теплового режима в камере радиации выход целевого продукта снижается. Поэтому на этапе проектирования печи необходимо правильно подобрать тип горелок и их расположение, обеспечивающее желаемое распределение тепловых потоков по высоте трубчатого реактора. Для этого нужен надежный метод теплового расчета печей. До сих пор проектировщики в основном пользуются интегральными методами теплового расчета, основанными на эмпирических данных. Нами в работе [7] был предложен дифференциальный метод теплового расчета

©Д.Б. Вафин

трубчатых печей, основанный на моделировании взаимосвязанных процессов происходящих в топках дифференциальными уравнениями сохранения энергии, уравнениями турбулентного движения газов и интегро-дифференциальным уравнением переноса энергии излучением. Применение предложенного метода для расчета трубчатых печей с многоярусным расположением настенных горелок в двухмерной и трехмерной постановках приводится в работах [1, 2, 21]. В указанных работах проанализированы тепловые параметры печей при использовании веерных и акустических горелок настильного сжигания газообразного топлива. Основы такого подхода к тепловому расчету топок были заложены еще в работе [4]. Различные аспекты применения дифференциального метода теплового расчета имеются в [5-9].

На рисунке 1 показана одна четвертая часть камеры радиации печи. Высота камеры радиации по оси *х* составляет 11 м, глубина вдоль оси *z* – 10 м и ширина вдоль оси *y* – 2 м. На боковых футерованных стенах камеры радиации на восьми рядах размещены 64 горелки с каждой стороны типа *LPMW*-5 фирмы «ДЖОН ЦИНК» с номинальной мощностью 186 кВт. Процентный состав топливного газа: $H_2 - 18,5$; $CH_4 - 78,35$; $C_2H_6 - 1,6$; $N_2 - 1,3$; $O_2 - 0,25\%$. Низшая теплотворная способность топлива – 29 МДж/нм³. В расчетах используемый топливный газ был заменен метаном, расход которого обеспечивал такую же мощность теплоту сгорания, что и используемый газ. Температура метана подаваемого на горелки принята равной 60°С. Температура воздуха подаваемого к горелкам принята равной 2°С. Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,1$.

В камере радиации расположены четыре трубчатых змеевика двухстороннего обогрева. В конвекционной секции печи происходит предварительный подогрев сырья, пара разбавления, питательной воды, перегрев пара высокого давления. Пар разбавления смешивается с углеводородным сырьем, затем направляется в верхнюю секцию подогрева смешанного сырья. Смесь углеводородного сырья и пара разбавления подается в камеру радиации после нижней секции подогрева по внешнему переходному трубопроводу. Перед подачей в трубчатый реактор температура сырья измеряется термопарами T1, а на выходе из трубчатого реактора измеряется температура продуктов крекинга T2 (рис. 1). Установлены также термопары T3 для измерения температуры дымовых газов, поступающих из камер радиации в конвекционную секцию T3. Распределение нагреваемого сырья в виде смеси пара и углеводородов по четырем змеевикам пиролиза камеры радиации осуществляется после конвекционной секцией. Температура сырьевой смеси на входе в радиантную часть для исследованной печи составляет около 650° С.

В процессе пиролиза этана происходит разрыв связи «углерод-углерод», в результате образуются свободные радикалы CH₃:

 $H_3C - CH_3 \rightarrow 2 CH_3$ зарождение цепи.

Затем эти две свободные радикалы реагируют с другими молекулами этана образуя целевой продукт этилен H₂C = CH₂ и побочные продукты (метан, ацетилин ...):

 $H_3C-CH_3+CH_3\rightarrow CH_4 + H_3C-CH_2;$

 $H_3C+CH_2+H_2C=CH_2+H;$

 $H_3C-CH_3+H\rightarrow H_2+H_3C-CH_2 \dots$

Тепловой крекинг пропана в трубчатых реакторах сопровождается образованием этилена, метана, водорода и других продуктов.

Первичные реакции пиролиза пропана:

 $C_3H_8 \rightarrow CH_3 + C_2H_5; \quad C_2H_5 \rightarrow C_2H_4 + H;$

 $CH_3 + C_3H_8 \rightarrow CH_4 + C_3H_7$ зарождение цепи.

 $C_3H_7 \rightarrow C_2H_4 + CH_3$; 2 $C_3H_8 \rightarrow C_2H_4 + C_2H_6 + CH_4$ развитие цепи.

В течении процесса пиролиза происходят еще целый ряд реакций, которые приводят к образованию ароматических углеводородов. Из-за конденсации ароматических углеводородов образуется кокс. Чтобы добиться наибольшего выхода этилена необходимо во время остановить процесс развития вторичных реакций. С этой целью пирогаз после выходе из трубчатого реактора секции радиации резко охлаждают до температуры 350...470 °C в закалочно-испарительном аппарате (ЗИА).



Рис. 1. Схема четвертой части радиационной секции трубчатой печи пиролиза углеводородов

Fig.1. Scheme of the fourth part of the radiation section of a tubular hydrocarbon pyrolysis furnace.

В нашей работе [21] было показано, что многие вопросы теплообмена в трубчатых печах можно анализировать в двухмерной постановке, считая изменения параметров по глубине секции вдоль оси 0*z* (рис. 1) не значительными. Тогда локальные значения температуры продуктов сгорания в топке секции радиации получаются в результате решения дифференциального уравнения сохранения энергии:

$$\rho c_p u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho c_p \upsilon \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} (\lambda_{ef} \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\lambda_{ef} \frac{\partial T}{\partial y}) + (q_v - \operatorname{div} \mathbf{q_p}).$$
(1)

Для вычисления дивергенции лучистых потоков $\operatorname{div} q_p$, входящего в уравнение энергии решается уравнение переноса энергии излучением в некотором спектральном диапазоне в приближении метода дискретных ординат:

$$\mu_m \frac{\partial I_m^k}{\partial x} + \xi_m \frac{\partial I_m^k}{\partial y} = \alpha_\lambda \int_{\lambda_{k-1}}^{\lambda_k} I_{b\lambda} d\lambda - (\alpha_k + \beta_k) I_m^k + \frac{\beta_k}{4\pi} \sum_{m'=1}^{N_o} w_{m'} \phi_{m'm} I_{m'}^k.$$
(2)

Мощность источников тепловых выделений q_v в результате протекания реакций горения компонентов топливного газа можно получить, решая уравнение переноса, записанного в обобщенном виде:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho \, u\phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \, \upsilon\phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_{\phi}\frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma_{\phi}\frac{\partial\phi}{\partial y}\right) + S_{\phi}.$$
(3)

Компоненты скорости продуктов сгорания u, v в направлениях осей x u y определяются в результате решения уравнений движения:

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \upsilon \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{ef} \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \operatorname{div} \mathbf{v} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{ef} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial \upsilon}{\partial x} \right) + f_1, \right)$$

$$\rho u \frac{\partial \upsilon}{\partial x} + \rho \upsilon \frac{\partial \upsilon}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{ef} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial \upsilon}{\partial x} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{ef} \left(2 \frac{\partial \upsilon}{\partial y} - \frac{2}{3} \operatorname{div} \mathbf{v} \right) \right).$$

$$(4)$$

Для определения эффективных коэффициентов вязкости μ_{ef} и переноса Γ_{ϕ} решаются уравнения *k*- ε модели турбулентости, которые в обощенной форме записи также имеют вид (3). Эти уравнения дополняются уравнениями неразрывности и состояния смеси газов:

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

В уравнениях (1-5) приняты следующие обозначения: I_m^k – спектральная интенсивность излучения вдоль ограниченного числа направлений $S_m\{m = 1, N_o\}$ в пределах k-й спектральной полосы, направления лучей задаются набором угловых координат { μ_m , ξ_m }; $I_{b\lambda}(T)$ – средняя по Планку спектральная интенсивность излучения черного тела в пределах полосы при температуре T; α_k , β_k – осредненные в полосе спектральные коэффициенты поглощения и рассеяния; w_m – весовые коэффициенты [2]; $\phi = \{k, \epsilon, m_{r}, m_{ok}\}; k, \epsilon$ – кинетическая энергии турбулентных пульсаций и скорость ее диссипации; *m*_{CH4}, *m*_{CO}, *m*_{O2}, *m*_{H2O}, *m*_{CO2}, – массовые концентрации метана, окиси углерода, кислорода воздуха, водяных паров и двуокиси углерода; ρ – средняя плотность газа; c_p – средняя удельная изобарическая теплоемкость; $\lambda_{ef} = \lambda + \lambda_t$ - эффективный коэффициент теплопроводности продуктов сгорания, где λ и λ_t – молекулярная и турбулентные коэффициенты теплопроводности; q_v - объемная плотность выделений теплоты; div \mathbf{q}_p дивергенция потоков излучения; $\mu_{ef} = \mu + \mu_t - эффективный коэффициент вязкости,$ коэффициенты турбулентной вязкости и теплопроводности определяются по соотношениям: $\mu_{\rm t} = c_{\mu} f_{\mu} \cdot \rho k^2 / \epsilon$, $\lambda_{\rm t} = c_p \mu_{\rm t} / {\rm Pr}_{\rm t}$; ${\rm Pr}_{\rm t} - {\rm турбулентное}$ число Прандля; $f_1 = -\rho g (1 - \beta (T - T_{\infty}))$ массовая сила, где $\beta = (1/\rho)(\partial \rho/\partial T)$ – коэффициент объемного расширения; g – ускорение свободного падения; T_{∞} = 290 K – начальное значение отсчета температуры; p – статическое давление, μ_{mix} – эффективная молярная масса газа; R – газовая постоянная универсальная; p – статическое давление, $\mu_{\rm mix}$ – эффективная молярная масса газа; R – газовая постоянная универсальная; S_{ϕ} – источниковый член в уравнении (3); $\Gamma_{\phi} = \mu + \mu_t / \sigma_{\phi}$ - коэффициент переноса; $S_{\rm f} = 0.53 \rho g_{\rm f}^{1/2} \epsilon/k$ – средняя скорость протекания реакций горения, определяемая по модели «обрыва вихрей» [22], $g_i = 2,27(\mu_t k/(\rho\epsilon)(\partial m_i/\partial y)^2 - (\partial m_i/\partial y)^2)$ пульсационная составляющая компонента газовой смеси в среднеквадратичная уравнениях горения; $\Gamma_{\phi} = \mu / \sigma_t$ коэффициент переноса, где $\sigma_t - Шмидта число.$

Определение спектральных коэффициентов поглощения газов рассчитываются исходя из распределения мольных долей H₂O, CO₂ и CO в объеме камеры радиации. Для их определения использовали модель горения метана в две стадии:

 $CH_4 + 1,5 O_2 \rightarrow CO + 2 H_2O$, $CO + 0,5 O_2 \rightarrow CO_2$. (6) Расчеты проводились в предположении полного сгорание метана с образованием в конечных продуктах CO_2 и H_2O , N_2 , O_2 :

1кг CH₄ + α 3,99кг O₂ + α 5,96кг N₂=2,744кг CO₂+2,246кг H₂O + α 5,96кг N₂ + (α -1)O₂, (7) где α – коэффициент избытка воздуха.

Для определения поверхностных плотностей излучения продуктов сгорания уравнение переноса излучения (1) решался для каждой полосы спектральной модели широкой полосы, которая учитывает полосы 1,5; 2,7; 6,3; 10 мкм спектра излучения водяного пара и 2,7; 4,3; 15 мкм у двуокиси углерода. Суммарные плотности потоков излучения определялись затем суммированием по данным спектральным полосам.

Уравнениям (1-5) ставились соответствующие граничные условия, которые подробно рассмотрены в [1, 2]. Методы дискретизации дифференциальных уравнений математической модели и подробное описание методов их численного решения также приведены в [1, 2]. Около мест расположения горелок и трубчатого экрана использовали более сгущенную разностную сетку. Объем одной четверти радиационной секции, для которой проводились расчеты, в результате имели около 16000 контрольных объемов.

Рассмотренные печи снабжены настенными горелками с естественной тягой, в которые подается топливный газ и воздух из окружающей среды. Тепловая нагрузка настенных горелок регулируется за счет управления давлением подачи топливного газа. Номинальное избыточное давление газа перед горелками ~0,15 МПа. Регулирование подачи воздуха осуществляется с помощью воздушных заслонок. Необходимая для поддержания пониженного давления на ~1,2 кПа в камере радиации тяга создается дымососом. В проектных расчетах из опыта эксплуатации аналогичных печей предполагается, что горелки обеспечат в камере сгорания равномерное распределение температуры ~1250°C (~1550K).

В наших расчетах трубчатый экран рассматривался как стенка с эффективной степенью черноты 0,79 [1]. Толщина футерованных стен камеры радиации принята равной 0,31 м с эффективным коэффициентом теплопроводности 0,35 Вт/(м·К). Степень черноты

внутренних поверхностей стен 0,67. Температура наружной поверхности стен 40°С. Учитывались потери теплоты за счет теплопроводности через стенки секции радиации.

Из-за большого количества входов для топлива и воздуха сходимость при численном решении не очень хорошая. Для обеспечения устойчивости решения приходилось применять метод нижней релаксации. Удовлетворительная сходимость достигается после двух тысяч итераций.

Результаты

Используя пакет компьютерных программ, реализующий описанный выше метод, выполнен расчет сложного теплообмена в камере радиации печей пиролиза этана и пропан-бутановой фракции. На рисунке 2 показано поле температуры для одной половины камеры радиации печи пиролиза этана, а на рисунке 3 – графики изменения температуры дымовых газов на разных расстояниях *у* от поверхности боковой стены и график температуры внутренней поверхности футеровки в этом же сечении печи пиролиза пропана.



Рис. 2. Вид поля температуры в камере радиацииFig. 2. View of isotherms in the radiation chamber of
a tubular ethane pyrolysis furnace.



Рис. 3. Изменение температуры по высоте камеры радиации: T_w – температура внутренней поверхности боковой стенки; T_{tub} – температура наружной стенки трубы по длине реактора;

О - температура дымовых газов на выходе из *г* камеры радиации, измеренное по датчикам *г* установки.

Fig. 3. Change in temperature along the height of the radiation chamber: T_w – internal lined surface of the side wall; T_{tub} – the outer wall of the coil outlet pipe; **O** – flue gas temperature at the exit from the radiation chamber according to the thermocouple readings.

Как видно из рисунков 2 и 3 при использовании большого количества настенных горелок, расположенных на боковых стенах камеры радиации имеет место сложное поле температуры и предположение о равномерном поле температуры в секции радиации не является оправданным. На самом деле температура еще меняется и по глубине печи вдоль оси z. На рис. 3 в виде кружочка нанесено значение температуры дымовых газов $t_g = 1190^{\circ}$ С, измеренное штатной термопарой действующей печи. Видно хорошее соответствие наших расчетных значений с опытным значением. В нижней части рисунка 3 показан график изменения температуры внутренней поверхности боковой стенки камеры радиации. Видно, что при использовании настенных горелок объемного сжигания топлива температура поверхности стенки получается достаточно равномерной, в отличии использования веерных и акустических горелок, обеспечивающих горение вдоль стенки [2].

По рисункам 2 и 3 можно также заметить, что около мест расположения настенных горелок наблюдается большие градиенты температур продуктов сгорания. В то же время в области ближе к трубчатому экрану формируется достаточно равномерное распределение температуры дымовых газов. Непосредственно вблизи трубчатого экрана за пределами теплового пограничного слоя температура продуктов сгорания изменяется в пределах 1420..1460 К (1150...1190°С). На расстояниях около 0,25...0,4 м от трубчатого экрана температура на уровне 1500...1600 К (1230...1330 °С). Ближе к своду и к переходу в конвекционную часть температура дымовых газов снижается до 1420 К, что практически

©Д.Б. Вафин

совпадает с показаниями термопар T3 (1146 °C), полученных во время наладочных испытаний печи. Температура внутренней поверхности боковой стенки топочной камеры около 1400К, несколько снижаясь около свода и к выходу, а также около мест расположения горелок. Температура наружной стенки выходной трубы змеевика повышается от 1100К до 1200К. Температура смеси пропана и пара разбавления составляла T1 = 650 °C, а температура пирогаза на выходе из трубчатого экрана по показаниям штатной термопары T2 = 815 °C. Содержание этилена в пирогазе 31 % при расходе пропана 4,53 кг/с.

На рисунке 4 показан вид изолиний функций тока, в сечении *xy*, проходящей через оси настенных горелок.



Рис. 4. Вид изолений функций тока в камере радиации.

Fig. 4.View of streamline functions in the radiation chamber.

Из рисунка 4 видно, что в камере радиации образуется достаточно сложное течение с наличием зон обратных течений в промежутке между горелками. Наличие обратных течений около устья горелок должно способствовать устойчивости горения. Обращает внимание наличие зон обратных течений у пода печи и вблизи трубчатого экрана на уровне 3-го ряда снизу горелок. Данная зона, видимо, и обеспечивает относительно равномерное поле температуры в нижней части топки около трубчатого экрана. Абсолютные скорости дымовых газов в большей части топочной камеры лежат в пределах 0,5...1,5 м. Несмотря на это наблюдается некоторое сходство между полями температуры и скоростей. Это подтверждает влияние конвективного теплопереноса на формирование поля температуры



Рис. 5. Изменение объемных концентраций *Fi* продуктов сгорания по высоте камеры радиации *pr*

Fig. 5. Change in volume fractions of combustion products components along the radiation chamber height.

На рисунке 5 показано изменение мольных (объемных) долей основных компонент продуктов сгорания о по высоте камеры радиации.

Как видно из рисунка 5, основные изменения концентрации продуктов сгорания происходят только в областях горения топливо воздушной смеси, а в остальном объеме камеры сгорания имеет место практически постоянные значения концентраций компонент дымовых газов. При выходе из камеры радиации объемная доля CO_2 составляет около 14,5%, а $O_2 - 2,5$ %, что хорошо согласуется с данными хромотографического анализа состава дымовых газов. Концентрация CO заметна только в области горения, а на выходе из печи составляет 0,0004 ppm. Концентрация окисла азота NO в дымовых газах 0,0044 ppm.

На рисунке 6 приведен график изменения поверхностной плотности тепловых потоков по высоте трубчатого реактора в камере радиации печи пиролиза этана, где и происходят окончательные реакции пиролиза при температуры сырья ~835°С.



Рис. 6. Изменение поверхностных плотностей Fig. 6. Distribution of surface densities of heat fluxes теплового излучения по высоте трубчатого along the height of the tubular screen. экрана.

Как видно из рисунка 6 при небольших скоростях течения продуктов сгорания и при однорядном трубчатом змеевике двухстороннего облучения основное количество теплоты (более 95 %) нагреваемому сырью в трубчатых печах передается за счет излучения дымовых газов и раскаленных стен. Использование большого количества настенных горелок с многярусным расположением на боковых стенах (в данном случае 8 ярусов) обеспечивает достаточно равномерную теплонапряженность реакционных труб. Меньшее значение тепловых потоков внизу печи можно объяснить с сравнительно низкой температурой поверхности пода печи. Уменьшение тепловых потоков в верхней части труб змеевика связано увеличением температуры наружной поверхности реакционных труб от 1050К внизу до 1200К наверху, а также с уменьшением температуры продуктов сгорания к выходу из камеры радиации.

По результатам расчетов расход теплоты на нагрев сырьевой смеси в камере радиации печи пиролиза этана составил 2,4 МВт; расход теплоты на эндотермическую реакцию углеводородов – 19,33 МВт; общий полезный расход теплоты в камере радиации – 21,73 МВт. Эти данные хорошо согласуются с опытными данными действующей печи. Потери теплоты через стенки камеры радиации составили 0,35 МВт (1,6% полезной теплоты, что примерно в 2 раза меньше, чем в случае использования настенных горелок настильного пламени).

В результате расчетов получили, что мощность передачи теплоты продукту крекинга в камере радиации печи пиролиза пропана составляет 21,03 МВт при удельной энергии пиролиза пропана 39,4 кДж/моль. Это соответствует расходу метана на горение 274 кг/(т. сырья). При некоторых изменениях режима работы печи по показаниям приборам учета мощность передачи теплоты в секции радиации лежит в пределах 20,4...22,5 МВт. Передача теплоты в конвекционной части печи составляет 19,2...20,53 МВт. Потери теплоты через стенки печи составляет 0,453 МВт, а с уходящими газами 0,476 МВт. Температура уходящих газов составляет 276...279 °С. Как правило, увеличение коэффициента избытка воздуха α на 0,1 приводит приросту потерь с уходящими газами от 0,4 до 0,8 %. Тепловой коэффициент полезного действия печи 92,3 %.

Обсуждение

Как видно из расчетов, использование большого количества настенных горелок хотя и не обеспечивает полностью равномерного поля температуры, но поле температуры в камере радиации трубчатой печи пиролиза углеводородов получается более равномерным, чем при использовании более мощных настильных горелок такой же общей теплопроизводительности. При использовании небольших горелок уменьшается и области с высокими температурами, что приводит к образованию окислов азота.

Необходимо следить за плотностью обшивки печи и вовремя устранять присосы воздуха, так как это приводит к росту потери теплоты с уходящими газами. Рекомендуется периодически следить за температурой уходящих газов, так как увеличение температуры на 10...15 °C приводит к возрастанию потерь с уходящими газами на 0,6...0,8 %. Причиной повышения температуры уходящих газов может быть загрязнение наружных поверхностей нагрева в результате химического недожога топливного газа. Это в свою очередь приведет к уменьшению теплопередачи сырью и к снижению выхода целевого продукта.

Литература

1. Данил Вафин., Saarbrucken, Deutshland Сложный теплообмен / Радиационный теплообмен в энергетических установках: LAP LAMBERT Academic Publishing,. ISBN: 978-3-8433-1124-3, 2011. 250 с.

2. Садыков А.В., Вафин Д.Б. Сложный теплообмен в камерах радиации трубчатых печей: монография. Казань: РИЦ «Школа», 2019. 186 с.

3. Ермолаева В.А., Семочкина К.Ю. Расчет технологических характеристик трубчатой печи // International Journal of Humanities and Naturral Sciences . 2021. v.10-1. - P. 220-222.

4. Khujaev P. Radiative heate transfer in the furnace with variable volume // Bulletin of Science and Practice. 2018. v. 4. N 11. – P. 248-253.

5. Pavlov M.V., Karpov D.F., Sinitsyn A.A., Gudkov A.G. Winter greenhouse combined heating system // Magazine of Civil Engenering. 2020. 95(3). P. 131-139.

6. Кулешов О.Ю., Муслимов Е.И. Седелкин В.М. Математическое моделирование зонального и локального результирующего теплообмена в экранированных топках // Динамика систем, механизмов и машин. 2017. Т. 5. № 2. С. 78-83.

7. Abdullin A.M., Vafin D.B. Numerical simulation of local heat transfer in furnaces of tube chambers using the differential approximations for radiative heat transfer // Journal of Engineering Physics. 1991. V.60. N2. P. 237-242.

8. Tencer, J.T. Error Analysis for Radiation Transport / Dissertation doctor of Philosophy. The University of Texas at Austin, 2013. 142 p.

9. Scholand, E. Modern Verfahren zur Berechnung des Strahlungsaustausches in brennstoffbeheizten / E. Scholand // Chem. Ing. Techn. 1981. Vol. 53, No. 12. Pp. 942–950.

10. Xu – Chang, X. Mathematical modeling of three – dimensional heat transfer from the flame in combustion chambers // 18th Sym. (Int.) Combust., Waterloo, Aug. 17-22, 1980. Pittsburgh, Pa, 1981. P. 1919-1925.

11. 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. Ч.1. С. 250.

12. Askarova A.S., Bolegenova S.A. Maximov V.Y., Computational method for investigation of solid fuel combustion in combustion chambers of a heat power plant // High Temperature. 2015. V. 53. N5. P. 751-757.

13. Xiangcum Qi, Mo Yang, Yuwen Zhang. Numerical analysis of NOx production under the air staged combustion. Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT), 8, 3 (2017). DOI: 10.5098/hmt.8.3.

14. 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), 8, (2022). DOI: 10.5098/hmt.17.8.

15. 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. Article 583346.

16. Miroslav R., Andreii K., Marcel F. and others. Mathematical model of a heating furnace implemented with volumetric fuel combustion. Processes 2020, 8, 469; doi: 10.3390/pr8040469.

17. Соловьев С.А., Соловьева О.В., Ахметова И.Г., Ваньков Ю.В., Шакурова Р.З. Численное исследование теплопроводности композитного теплоизоляционного материала с микрогранулами // Известия вузов. Проблемы энергетики. 2022. Т. 24, №1. С. 86-98.

18. Vafin D.B., A.V. Sadykov A.V. Thermal calculation of the radiation chamber of an ethane pyrolysis furnace. JOP Conf. Series: Materialls and Engireering **862** 062008 (2020).

19. Litventsev I. Pyrolysis // The Chemical Journal, 2006.V.5. P. 42-46.

20. Afanasiev S.V., Ismaylov O.Z., Pyrkin A.V. et.al. Structural heterogeneity of reaction pipes from austenitic hightemperature alloys // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 537 (2019) 022049. IOP Publishing doi:10.1088/1757-899X/537/2/022049.

21. Вафин Д.Б., Бутяков М.А. Трехмерное поле температуры и скорости в топках трубчатых печей с акустическими горелками // Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева. 2017. - №2. С. 49-55.

22. Spalding D.B. Mixing and Chemical Reaction in Steady Confined Turbulent Flames / 13 th International Symposium of combustion: The Combustion Institute, Pittsburgh, 1970. P. 649 – 657.

Авторы публикации

Вафин Данил Билалович – д-р. техн. наук, пофессор кафедры электротехники и энергообеспечения предприятий Нижнекамского химико-технологического института (филиал) «Казанского национального исследовательского технологического университета».

References

1.Danil Wafin. *Complex heat exchange*. Radiation heat exchange in power plants /D.B. Wafin. - Saarbrucken, Deutshland: LAP LAMBERT Academic Publishing, ISBN: 978-3-8433-1124-3, 2011. - 250 p.

2. Sadykov A.V., Wafin D.B. Complex heat exchange in tubular oven radiation chambers: monograph. Kazan: RIT «School», 2019. - 186 p.

3. Ermolaeva V.A., Semotochkina K.Y. Calculation of the technological characteristics of the tube furnace. *International Journal of Humanities and Naturral Sciences*. 2021. v.10-1. - p. 220-222.

4. Khujaev P. Radiative heate transfer in the furnace with variable volume. *Bulletin of Science and Practice*. 2018. v. 4. N 11. P. 248-253.

5. Pavlov M.V., Karpov D.F., Sinitsyn A.A., Gudkov A.G. Winter greenhouse combined heating system. *Journal of Civil Engenering*. 2020. 95(3). P. 131-139.

6. Kuleshov O.Y., Muslimov E.I. Sedelkin V.M. Mathematical modeling of zonal and local resulting heat exchange in shielded furnaces. *Dynamics of systems, mechanisms and machines*. 2017. t. 5. 2. p. 78-83.

7. Abdullin A.M., Vafin D.B. Numerical simulation of local heat transfer in furnaces of tube chambers using the differential approximations for radiative heat transfer. *Journal of Engineering Physics*. 1991. v.60. N2.- P. 237-242.

8. Tencer, J.T. Error Analysis for Radiation Transport. The University of Texas at Austin, 2013. 142 p.

9. Scholand, E. Modern Verfahren zur Berechnung des Strahlungsaustausches in brenntoffbeheizten. *Chem. Ing. Techn.* 1981. Vol. 53, No. 12. Pp. 942–950.

10. Xu – Chang, X. Mathematical modeling of three – dimensional heat transfer from the flame in combustion chambers. 18^{th} Sym. (Int.) Combust., Waterloo, Aug. 17 – 22, 1980. Pittsburgh, Pa, 1981. P. 1919–1925.

11.Decterev A.A., Gavrilov A.A., Kharlamov E.B., Litvintsev K.Y. Using the program -Flow for numerical research of technological objects. *Computing technologies*. 2003. tel. 8. para.1. p. 250

12. Askarova A.S., Bolegenova S.A. Maximov V.Y., Computational method for investigation of solid fuel combustion in combustion chambers of a heat power plant. *High Temperature*. 2015. v. 53. N5. P. 751-757.

13. Xiangcum Qi, Mo Yang, Yuwen Zhang. *Numerical analysis of NOx production under the air staged combustion*. Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT), 8, 3 (2017). DOI: 10.5098/hmt.8.3.

14. 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), 8, (2022). DOI: 10.5098/hmt.17.8.

15. 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. Article 583346.

16. Miroslav R., Andreii K., Marcel F. and others. *Mathematical model of a heating furnace implemented with volumetric fuel combustion*. Processes 2020, 8, 469; doi: 10.3390/pr8040469.

17. Solovyev S.A., Solovyeva O.V., Akhmetova I.G., Vankov Yu.V., Shakurova R.Z. Numerical study of heat conductivity of composite heat insulation material with microgranules /Izvestia universities. *Problems of energy*. 2022. t. 24, 1. P. 86 - 98.

18. Vafin D.B., A.V. Sadykov A.V. Thermal calculation of the radiation chamber of an ethane pyrolysis furnace. *JOP Conf. Series: Materialls and Engireering* 862 062008 (2020).

©Д.Б. Вафин

19. Litventsev I Pyrolysis. The Chemical Journal, 2006.v.5. P. 42-46.

20. Afanasiev S.V., Ismaylov O.Z., Pyrkin A.V. et.al. Structural heterogeneity of reaction pipes from austenitic hightemperature alloys.IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 537 (2019) 022049. IOP Publishing doi:10.1088/1757-899X/537/2/022049.

21. Wafin D.B., Butyakov M.A. Three-dimensional field of temperature and speed in furnaces of tube furnaces with acoustic burner. *Bulletin of KGTU them. A.N. Tupolev.* 2017. 2. P. 49-55.

Authors of the publication

Danil B. Vain - Kazan National Research Technological University, Nizhnekamsk, Russia.

Получено	10.05.2022 <i>г</i> .
Отредактировано	24.05.20222.
Принято	24.05.2022 <i>г</i> .