



## ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КАМЕРЫ РАДИАЦИИ ПЕЧИ ПИРОЛИЗА УГЛЕВОДОРОДОВ С НЕСИММЕТРИЧНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ НАСТЕННЫХ ГОРЕЛОК

Вафин Д.Б., Ваньков Ю.В.

Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия

ORCID: 0000-0002-6411-3640

[vafdaniil@yandex.ru](mailto:vafdaniil@yandex.ru), [yvankov@mail.ru](mailto:yvankov@mail.ru)

**Резюме:** АКТУАЛЬНОСТЬ. Возможность прогнозирования условий работы отдельных элементов высокотемпературных технологических установок нефтехимических производств еще на этапе проектирования или модернизации является актуальной по многим причинам. ЦЕЛЬ. Проведение численных исследований тепловых параметров и особенностей турбулентного движения дымовых газов в радиационной части печи пиролиза углеводородов с центральным расположением змеевиков при несимметричным расположением горелок малой тепловой мощности на боковых футерованных стенах и на своде камеры. Такие печи применяются для получения низших олефинов, которые являются первичными продуктами для производства синтетических смол, каучуков, пластических масс и волокон. МЕТОДЫ. В радиантной камере печи происходят взаимосвязанные процессы горения газообразного топлива, турбулентного течения продуктов сгорания, лучисто-конвективного теплообмена и реакции крекинга углеводородов в трубчатых змеевиках с образованием смеси легких углеводородов, богатых олефинами. Образование продуктов пиролиза углеводородов становится существенным при обеспечении температуры парогазовой смеси в трубчатых реакторах в пределах 800-855 °С в присутствии пара разбавления. Необходимая для этого теплота получают в основном за счет теплового излучения продуктов сгорания и раскаленных футерованных поверхностей камеры радиации. Физические процессы, протекающие в топочной камере, смоделированы двухмерными уравнениями модели горения углеводородов в воздухе, переноса энергии излучением и уравнениями движения. Использован пакет прикладных программ, который основан на численном решении упомянутой системы уравнений переноса. В результате численных исследований построены поля скоростей и температуры дымовых газов, образующихся при сгорании смеси топливного газа в топочной камере трубчатой печи. В данной работе предполагается, что на одной боковой стенке камеры радиации в восьми горизонтальных рядах размещены настенные горелки в количестве 64 штук, а на другой стене камеры такие же горелки установлены в семи ярусах по 8 горелок в каждом ряду и один ряд горелок на своде камеры. Продукты сгорания, исходящие из этих горелок образуют сложные поля скоростей и температуры в объеме в обеих половинах камеры радиации. РЕЗУЛЬТАТЫ. По результатам численных расчетов построены поля температуры и скоростей дымовых газов в обеих частях камеры радиации. Рассчитаны температуры внутренних поверхностей стенок футеровки. Определены распределения поверхностных плотностей лучистых тепловых потоков к реакционным трубам по высоте печи пиролиза пропан-бутановой фракции. Проведены сравнения некоторых полученных результатов для случаев, когда все горелки установлены только на боковых стенках камеры и при указанном выше расположении горелок. Результаты расчетов для первого варианта хорошо согласуются с некоторыми опытными данными, полученными при пуско-наладочных работах в действующей установке. ЗАКЛЮЧЕНИЕ. Расчеты показывают, что применение большого количества настенных газовых горелок малой мощности приводят к возникновению сложных полей скоростей продуктов сгорания и температуры в камерах радиации трубчатых печей. В то же время разброс значений температуры в объеме топочной камеры намного меньше, чем для случая, когда все горелки большей мощности установлены только на своде или на поде радиантной камеры. Путем изменения расположения ярусов горелок можно добиться сравнительно равномерного поступления теплоты к нагреваемому продукту по длине пирозмеевика.

**Ключевые слова:** горение газа; тепловое излучение; тепло и массообмен; температура; турбулентность; численный расчет; пиролиз пропана.

**Для цитирования:** Вафин Д.Б., Ваньков Ю.В. Тепловой расчет камеры радиации печи пиролиза углеводородов с несимметричным расположением 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.

## THERMAL CALCULATION OF THE RADIATION CHAMBER OF A HYDROCARBON PYROLYSIS FURNACE WITH A NON-SYMMETRIC ARRANGEMENT WALL-MOUNTED BURNERS

Vafin D.B., Vankov Y.V.

Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

[vafdaniil@yandex.ru](mailto:vafdaniil@yandex.ru) ORCID: 0000-0002-6411-3640

**Abstract:** *RELEVANCE.* The possibility of predicting the operating conditions of individual elements of high-temperature technological units of petrochemical industries even at the design or modernization stage is relevant for many reasons. *THE PURPOSE.* Carrying out numerical studies of thermal parameters and features of the turbulent movement of flue gases in the radiative part of the hydrocarbon pyrolysis furnace with a central arrangement of coils with an asymmetric arrangement of burners of low thermal power on the side lined walls and on the vault of the chamber. Such furnaces are used to produce lower olefins, which are the primary products for the production of synthetic resins, rubbers, plastics and fibers. *METHODS.* In the radiant chamber of the furnace, interrelated processes of combustion of gaseous fuel, turbulent flow of combustion products, radiant-convective heat exchange and cracking reactions of hydrocarbons in tubular coils occur with the formation of a mixture of light hydrocarbons rich in olefins. The formation of pyrolysis products of hydrocarbons becomes essential when the temperature of the vapor-gas mixture in tubular reactors is within 800-855 °C in the presence of dilution steam.. The heat required for this will be obtained mainly due to the thermal radiation of the combustion products and the hot lined surfaces of the radiation chamber. The physical processes taking place in the combustion chamber are modeled by two-dimensional equations of the model gorenje hydrocarbons in the air, energy transfer by radiation and equations of motion. The package of applied programs is used, which is based on the numerical solution of the mentioned system of transfer equations. As a result of numerical studies, the velocity and temperature fields of flue gases formed during the combustion of a fuel gas mixture in the furnace chamber of a tube furnace were constructed. In his work, it is assumed that on one side wall of the radiation chamber, wall burners in the amount of 64 pieces are placed in eight horizontal rows, and on the other wall of the chamber, the same burners are installed in seven tiers and one row of burners on the vault of the chamber. The combustion products emanating from these burners form complex velocity and temperature fields in the volume in both halves of the radiation chamber. *RESULTS.* As a result of numerical calculations, the fields of temperature and flue gas velocities in both parts of the radiation chamber are constructed. The temperatures of the inner surfaces of the lining walls are calculated. The distributions of the surface densities of radiant heat fluxes to the reaction pipes along the height of the pyrolysis furnace of the propane-butane fraction are determined. Comparisons of some of the results obtained were carried out for cases when all burners are installed only on the side walls of the chamber and with the above arrangement of burners. *CONCLUSION.* Calculations show that the use of a large number of low-power wall burners leads to the emergence of complex velocity and temperature fields in the radiation chambers of tubular furnaces. At the same time, the spread of temperature values in the volume of the furnace chamber is much smaller than for the case when all burners of higher power are installed only on the vault and on the hearth of the furnace. By changing the location of the tiers of burners, it is possible to achieve a relatively uniform supply of heat to the heated product along the length of the pyro coil.

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

**For citation:** Vafin D.B., Vankov Y.V. Thermal calculation of the radiation chamber of a hydrocarbon pyrolysis furnace with a non-symmetric arrangement wall-mounted burners. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2023; 25 (5): 126-140. doi:10.30724/1998-9903-2023-25-5-126-140.

### **Введение (Introduction)**

Сырьем для получения широко используемых в настоящее время полиэтилена, полипропилена, поливинилхлорида полистирола и многих других являются этилен и пропилен – олефины-мономеры. Их получение в настоящее время производится пиролизом нефтяных фракций, в частности легкого бензина, этана, пропана. Наиболее распространенными аппаратами для проведения пиролиза стали трубчатые печи. В змеевики конвекционных секций таких печей подается сырье, которое подогревается дымовыми газами в основном за счет конвективного теплообмена. Сырье испаряется и смешивается с водяным паром и нагревается до температуры примерно до 650 °С, при которой начинаются реакции разложения. Разбавление водяным паром приводит к снижению парциального давления углеводородов, в результате возрастает селективность процессов в направлении роста выхода целевых продуктов. Кроме этого наличие водяного пара снижает парциальное давление высококипящих ароматических углеводородов в трубчатых реакторах в камере радиации, что снижает образование кокса в пирозмеевике и смол на поверхностях труб закалочного-испарительного аппарата. Пиролиз углеводородов происходит в трубчатых реакторах камеры радиации печи за счет теплоты сгорания газообразного топлива в горелках разного типов.

Выход целевых продуктов определяется правильной организацией подвода теплоты парогазовой смеси в трубчатых реакторах за десятые доли секунды (0,2 – 0,3 с). Для этого приходится обеспечить высокий уровень температурной нагрузки реакционных труб экрана, что приводит к их нахождению на пределе жаростойкости материалов. Существующие печи пиролиза, как правило, имеют вертикально подвешенные змеевики с движением сырья в несколько потоков (до десяти).

Основное количество теплоты (более 90 %) пирозмеевику поступает за счет радиационных потоков и раскаленных футерованных стен камеры радиации и дымовых газов. Для расчета тепловых потоков в объеме радиационной камеры необходимо знать распределение температуры продуктов сгорания и концентрации их излучающих компонентов. Локальные значения этих величин получаются в результате совместного численного интегрирования всех дифференциальных уравнений, моделирующих физические и химические процессы в топочном объеме. При проектировании трубчатых и других печей до сих пор в основном пользуются интегральными методами, которые требуют применения имеющихся опытных данных и предположения не известных заранее параметров в камере радиации. Такие методы дают возможность определения суммарного подвода теплоты нагреваемому продукту внутри труб, потери теплоты с дымовыми газами и в окружающую среду.

В представленной работе приведены результаты численных расчетов радиационно-конвективного теплообмена, горения топочного газа в воздухе и турбулентного движения продуктов реакции горения в радиационной секции печи крекинга пропан-бутана с несимметричным расположением горелок малой мощности на футерованных боковых стенах секции и на своде камеры радиации. Расчеты выполнены для условий действующей установки, когда все горелки установлены симметрично на стенах обеих половин радиационной секции и для случая, когда расположение горелок на половине с переходом в секцию конвекции оставались прежними, а на другой половине один ряд горелок перемещен на свод камеры. Результаты расчетов позволили построить поля течения и температуры продуктов сгорания в камере радиации для этих двух вариантов. Для этих вариантов приведены сравнения распределений плотностей тепловых потоков по высоте пирозмеевика. Для этих же вариантов показаны особенности изменения температуры дымовых газов в разных сечениях радиационной секции и температуры поверхностей боковых футеровок стен.

Сравнение температуры продуктов сгорания полученных расчетным путем на переходе в конвекционную секцию печи с экспериментальными значениями реальной установки показывает, что использованный пакет прикладных программ дает возможность прогнозирования локальных тепловых параметров в камере радиации трубчатой печи. При использовании интегральных методов теплового расчета топки предполагают одинаковую температуру в объеме топочной камеры, по результатам наших расчетов видно, что такое предположение не является верным. Даже при

расположении большого количества горелок малой тепловой мощности в восьми ярусах на стенах радиационной секции печи образуются сложные распределения температуры в топочной камере и сложные поля течения дымовых газов. Можно отметить, что перестановкой мест размещения рядов горелок можно изменить распределение плотностей лучистых тепловых потоков по высоте камеры.

#### *Литературный обзор (Literature Review)*

Обзор имеющихся литературных источников по методам теплового расчета топочных устройств и рассмотрение различных проблем, связанных с вопросами анализа тепло- и массообмена можно найти в работах [1-4] и во множестве других источниках. В настоящее время применяют интегральные (суммарные), зональные и методы теплового расчета топочных устройств, основанных на моделировании топочных процессов дифференциальными уравнениями. Численные методы теплового расчета различных топок, позволяющие учитывать многообразные физико-химические процессы, протекающие в топках начали разрабатывать в 80-е годы двадцатого столетия с появлением мощных ЭВМ.

Интегральные полуэмпирические методы используют определенные физические закономерности, и применением экспериментальных связей между безразмерными критериями подобия получают расчетные зависимости для искомых величин. Такие методы не позволяют предсказать локальные температуры дымовых газов, стенки экранных труб, футеровки, распределение поверхностных плотностей лучистых и конвективных тепловых потоков по длине реакционных труб в камере и другие многие параметры. В то же время использование экспериментальных данных на существующих аналогичных установках такие методы дают возможность вычисления суммарных тепловых потоков к нагреваемому сырью и температуру продуктов сгорания в переходном коробе из секции радиации в конвекционную секцию печи. При проектировании и модернизации трубчатых печей все еще в основном применяют балансовые методы и выходят научные статьи, выполненные применением таких методов [5 - 7].

В различных вариантах зональных методов расчета топочных устройств ограничивающие поверхности топок и объемы излучающих газов заменяются ограниченным числом эквивалентными оптически однородными зонами. В каждой зоне предварительно устанавливают постоянные данные для термодинамических и оптических свойств, которые скачкообразно изменяются при переходе из одной зоны в другую. Перенос энергии излучением определяется решением интегрального уравнения переноса тепловой радиации путем его замены системой приближенных алгебраических уравнений с осреднением в пределах каждой зоны поверхностных плотностей лучистых потоков. При этом система алгебраических уравнений, количество которых равняется числу заранее определенных зон, решается после задания поля скоростей и источников тепловыделений или для их получения надо каким-то образом решать газодинамические задачи. В зависимости от назначения есть большое количество вариантов зональных методов, ссылки на некоторые из которых имеются в [8, 9].

Большой вклад в разработке и использования зональных методов для теплового расчета различных топочных устройств внесли Суринов Ю.А., Невский А.С., Шорин С.Н., Адрианов В.Н., Рубцов Н.А., Лисиенко В.Г., Седелкин В.М. и др [10]. Когда термодинамические, газодинамические и радиационные свойства газов в топочных объемах имеют большие градиенты, приходится расчетную область разбить на большое число поверхностных и объемных зон и в каждой из этих зон задавать необходимые данные, что приводит к увеличению трудоемкости и уменьшению точности расчетов.

Метод теплового расчета камер радиации трубчатых печей применением численного интегрирования дифференциальных уравнений был предложен в работе [11].

Дифференциальный метод расчета топочных устройств основывается на моделировании различных взаимосвязанных термодинамических, газодинамических и процессов горения топлива в топочных камерах высокотемпературных аппаратов интегро-дифференциальным уравнением переноса энергии излучением, дифференциальными уравнениями сохранения энергии, переноса импульса и уравнений моделей горения. Методам решения уравнения переноса лучистой энергии посвящено большое количество работ, некоторые из них проанализированы в [1, 3, 8 - 15]. Такого типа методы применяются для исследования многочисленных практических и научных задач. Используя такие подходы разработаны несколько универсальных коммерческих вычислительных систем типа *ANSYS FLUENT*, *CFX*, *FlowVision* и др. Имеются работы, подготовленные с применением пакета программ VP2/3,  $\sigma$ -Flow [16], *FLOREAN* [17],

которые дают возможность расчета пространственных течений при сжигании газового, жидкого и твердого топлива при лучистом переносе энергии. В работе [18] путем численного решения системы соответствующих уравнений проведен анализ образования окислов азота при воздушном ступенчатом сжигании газообразного топливного газа. В работе [19] проведено численное моделирование турбулентного течения в поле потока теплового излучения. Различные проблемы в высокотемпературных аппаратах подготовленные с использованием коммерческих программ описаны в работах [20-22].

#### **Материалы и методы (Materials and methods)**

Для термического крекинга этана, пропана и легких бензинов в настоящее время используются трубчатые печи с свободно висящими вертикальными змеевиками. Целевые продукты процесса пиролиза, которыми являются ненасыщенные углеводороды, только при температурах выше 750 °С становятся термодинамически стабильными, а их выход максимальным в диапазоне температур 780 – 870 °С для различных составов сырья. Относительное количество целевого продукта уменьшается с увеличением времени пребывания сырья в трубчатом реакторе больше 0,4 с. Эти факторы зависят от организации горения газообразного топлива в камере радиации печи и от конфигурации змеевика. Оптимальными считаются многопоточные змеевики типов SRT-II, SRT-III и SRT-IV [23].

В представленной работе проанализированы различные параметры в радиационной секции печи пиролиза, упрощенная схема которой показана на рисунке 1.

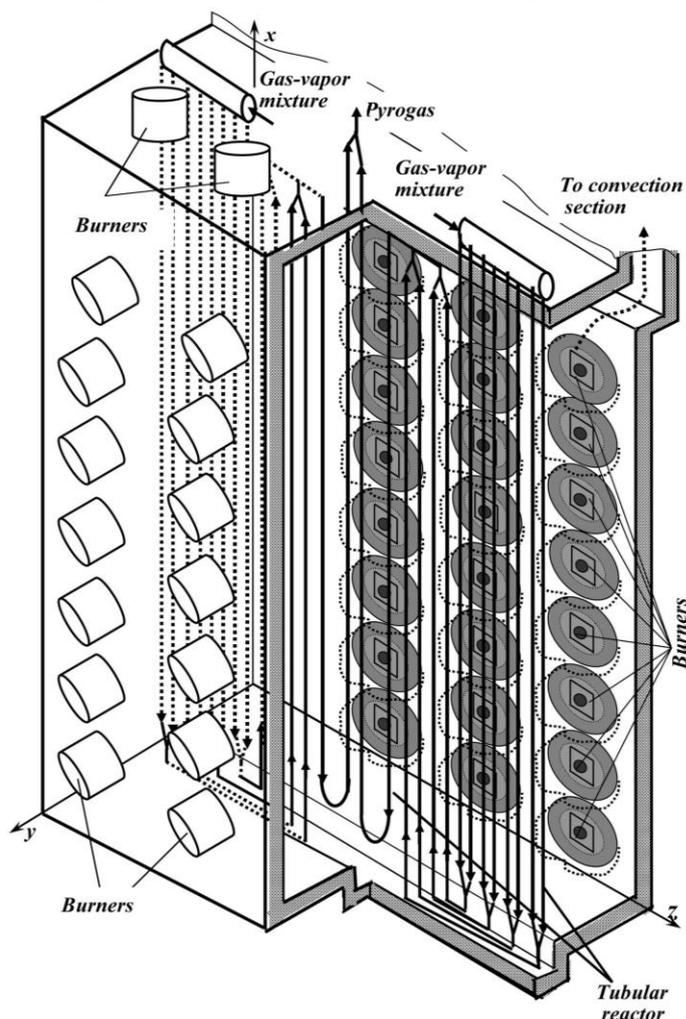


Рис. 1. Схема части радиационной камеры Fig.1. Scheme of a part of the radiation chamber of a tubular hydrocarbon pyrolysis furnace.

\*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Некоторые вопросы особенностей тепло- и массообмена в камере радиации печи пиролиза этана, когда все ярусы горелок расположены на боковых стенах камеры были рассмотрены в статье [24]. Для проведения процесса пиролиза углеводородов в змеевиках радиационной секции теплота подводится за счет внутренней энергии продуктов сгорания топливного газа и за счет переизлучения раскаленных поверхностей футеровки стенок

камеры радиации печи. Высокотемпературный крекинг углеводородов способствует образованию метана, этилена, пропилена, бутилена, водорода и других продуктов. В работах [3, 4] были рассмотрены тепловые и аэродинамические параметры в камере радиации существующих трубчатых печей пиролиза этана-рецикла и бутан-пропана, предназначенных для получения этилена и пропилена. На боковых стенках камеры радиации этих печей в восьми рядах были установлены по 64 настенные горелки типа LPMW-5 мощностью по 186 кВт, как показано на правой части рис.1. В данной работе предполагается, что расположение ярусов горелок с правой стороны такое же как в существующих печах, а в левой части один ряд таких же горелок установлен на своде левой части камеры радиации и семь ярусов на левой боковой стенке. Используемые горелки образуют ограниченные кольцевые факелы вокруг трубы горелки. Изменение расположения горелок было произведено с целью обеспечения более равномерного обогрева змеевиков радиантной секции печи по высоте камеры.

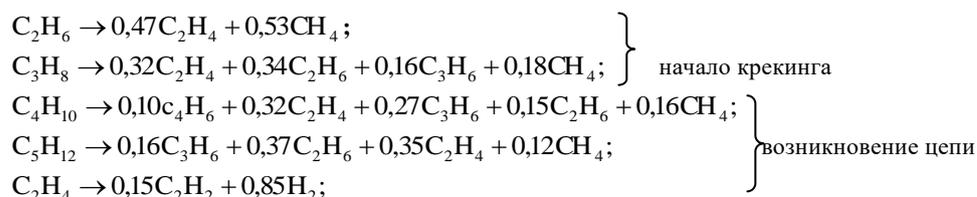
Как было уже отмечено выше, такие печи состоят из конвекционной и радиационной секций. Высота радиантной камеры, вдоль которой при расчетах направлена ось  $x$ , составляет 11 м. Ось  $z$  направили по глубине камеры, размер которой – 10 м. Общая ширина камеры радиации вдоль оси  $y$  – 2,04 м. По середине радиационной секции размещен трубчатый реактор (экран) двухстороннего обогрева, состоящий из 4-х змеевиков, каждый из которых имеет по восемь проходов. Входной проход и следующий проход отдельного змеевика состоят из двух параллельных труб. Остальные шесть проходов состоят из одной трубы. Нисходящие участки змеевиков имеют больший размер, чем восходящие. Выпускные проходы двух змеевиков подсоединяются попарно к одной входной линии каждого из двух закально-испарительных аппаратов (ЗИА).

Процентный объемный состав синтез газа на горение: метан – 78,35; водород – 18,5; этан – 1,6; азот – 1,3; кислород – 0,25%. Низшая теплота сгорания такого синтез газа – 29 МДж/м<sup>3</sup>. Температура газа на входе в горелки принята равной 60 °С. Температура подаваемого к горелкам воздуха принята равной 2 °С. Воздух на горение подается из окружающей среды через первичные воздушные заслонки, которые позволяют регулировать его расход. Тепловая нагрузка горелок регулируется в зависимости от теплоты сгорания синтез газа, которая зависит от его процентного состава, путем регулирования давления газа на входе в горелки. Избыточное давление топливного газа перед горелками изменяется в пределах 0,08...0,2 МПа. Настройки горелок должны обеспечить коэффициент избытка воздуха равный  $\alpha = 1,1$ .

В конвекционной секции установки происходит предварительный подогрев пара разбавления, углеводородного сырья, перегрев пара и питательной воды за счет внутренней энергии дымовых газов, поступающих и радиационной секции. После конвекционной секции водяной пар смешивается с углеводородным сырьем, затем подается в радиантную камеру по переходному трубопроводу, расположенному снаружи печи. На действующих установках температура парогазовой смеси перед подачей в трубы пирозмеевиков измеряется термопарами Т1, а на выходе из трубчатого реактора термопарами Т2 измеряется температура пирогаза. Термопарами Т3 измеряется температуры дымовых газов на переходе из радиационной секции в конвекционную. Для обеспечения необходимого состава пирогаза температура парогазовой смеси на входе в пирозмеевики должна поддерживаться около 650 °С, а температура целевого продукта пиролиза (пирогаза) на выходе из пирозмеевиков ~835°С.

С повышением температуры пирогаза на выходе из пирозмеевиков камеры радиации растет конверсия углеводородов. Интенсификацию процесса крекинга углеводородов приходится осуществлять за счет увеличения температуры процесса пиролиза и уменьшения продолжительности нагрева сырья в пирозмеевике. Это приводит к увеличению температуры поверхности выходных проходов труб змеевика, которая может достичь значений 1100 - 1150 °С, которая является пределом жаропрочности большинства легированных сталей [25, 26]. Уже на этапе проектирования и модернизации печей необходимо организовать горение газообразного топлива и расположение горелок так, которое обеспечивало бы достижения подвода необходимого количества теплоты парогазовой смеси при температуре материала труб реактора, не превышающей допустимых значений.

В данной работе изменение тепловых и аэродинамических параметров в радиационной секции за счет изменения расположения ярусов горелок рассмотрено для печи крекинга пропан-бутана. Кинетическая модель процесса пиролиза, предложенная Жоровым Ю.М. и др., в этом случае включает такие основные реакции [27]:



Разложение исходных компонентов сырья происходит за счет поглощения теплоты и поэтому для протекания этих реакций необходимо подвести теплоту в трубчатый экран. При крекинге пропан-бутана выход этилена меньше, чем при крекинге этана и может достигнуть 30,2 % по массе, однако происходит хорошее образование пропилена (до 15,2 %). В пирогазе до 1,3 % по массе составляет водород. Конверсия исходного сырья при пиролизе достигает значений 85...90 %.

В ходе протекания крекинга первичных углеводородов возникает еще ряд промежуточных реакций, которые приводят к возникновению ароматических углеводородов. Конденсация ароматических углеводородов приводит к образованию кокса. Максимальный выход целевых продуктов - этилена и пропилена получается только при своевременном прекращении развития вторичных реакций. Для этого продукты пиролиза после выхода из трубчатого реактора в закалочно-испарительных аппаратах резко охлаждают до температур 350...470 °С.

Если не обеспечивать оптимальный подвод теплоты пирозмеевикам в радиационной секции печи относительное количество целевых продуктов уменьшается. Поэтому еще на этапе проектирования печи надо подобрать подходящие типы горелок и предусмотреть их расположение в камере радиации, обеспечивающее равномерное распределение тепловых потоков по длине пирозмеевика. Этого можно добиться при использовании метода теплового расчета установок, который обеспечить прогнозирование локальных тепловых параметров в камере радиации. Проектировщики до сих пор в основном пользуются методами суммарного теплового баланса, основанного на использовании опытных данных. В данной работе для теплового расчета применяется собственный пакет программ [1].

Радиационная секция печи почти симметрична относительно трубчатого экрана, поэтому задача сложного тепло и массообмена решается отдельно для каждой четверти камеры по отдельности. Трубчатый экран в наших расчетах рассматривается как твердая стенка с эффективной излучательной способностью 0,79 [1]. Общая толщина футерованных многослойных стен радиационной секции составляет 0,31 м, эффективный коэффициент теплопроводности - 0,35 Вт/(м·К). При расчетах потерь теплоты через ограждающие конструкции температуру наружных поверхностей камеры задали равной 40°С. Излучательная способность внутренних поверхностей футеровки принята равной 0,67.

Вклад в теплообмен в топочной камере вносят излучение, вынужденная конвекция, турбулентная теплопроводность и тепловыделения за счет горения топлива:

$$\frac{D}{Dt} (U + \frac{\rho \bar{u}^2}{2}) = \text{div} \mathbf{q}_R + \text{div} \mathbf{q}_c + \text{div} \mathbf{q}_{te} + \text{div} \mathbf{q}_{ch}. \quad (1)$$

где  $U$  – внутренняя энергия продуктов сгорания;  $\bar{\mathbf{u}}$  – вектор осредненной по времени скорости;  $\rho$  – средняя плотность газовой смеси;  $\text{div} \mathbf{q}_R$ ,  $\text{div} \mathbf{q}_c$ ,  $\text{div} \mathbf{q}_{te}$ ,  $\text{div} \mathbf{q}_{ch}$  – дивергенции векторов плотности лучистого, конвективного, кондуктивного потоков и химической теплоты сгорания топлива.

Основное значение при расчете сложного теплообмена в камерах радиации имеет дивергенция лучистого потока, входящая в правую часть уравнения энергии (1) и объемная плотность тепловыделений в областях горения газозвушной смеси.

Для вычисления дивергенция радиационных потоков  $\text{div} \mathbf{q}_R$ , которая входит в уравнение сохранения энергии (1) в наших расчетах в каждом спектральном диапазоне решается уравнение переноса излучения, получаемое в методе дискретных ординат [28]:

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

В то же время температурное поле формируется и в зависимости и от двух других слагаемых правой части уравнения (1), т.е. от особенностей поля скоростей. Поле скоростей получается в результате решения уравнения движения, которое в векторной форме имеет вид

$$\rho (\bar{\mathbf{u}} \cdot \nabla) \bar{\mathbf{u}} = -\nabla p - \left[ \nabla \cdot \bar{\boldsymbol{\tau}}^{(l)} \right] - \left[ \nabla \cdot \bar{\boldsymbol{\tau}}^{(T)} \right] + \bar{\mathbf{f}}, \quad (3)$$

где  $\bar{\boldsymbol{\tau}}^{(l)}$  – тензор вязких напряжений;  $\bar{\boldsymbol{\tau}}^{(T)}$  – тензор напряжений Рейнольдса;  $\bar{\mathbf{f}}$  – массовые силы.

В нашей работе [29] было показано, что с достаточной для инженерных расчетов точностью большинство интересующих вопросов тепло- и массообмена в камерах радиации трубчатых печей малой ширины можно исследовать в двухмерной постановке.

Объемная плотность тепловых выделений  $q_{ch}$  при сгорании газового топлива определяется решением уравнений переноса отдельных компонент смеси, записанных в обобщенном виде:

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

Вычисление эффективных коэффициентов вязкости  $\mu_{ef}$  и переноса  $\Gamma_{\phi}$  производится в результате решений уравнений модели турбулентности в приближении  $k$ - $\epsilon$ , которые также имеют обобщенный вид (4). Представленная система уравнений дополняется уравнением неразрывности турбулентного течения продуктов сгорания и уравнением состояния смеси газов:

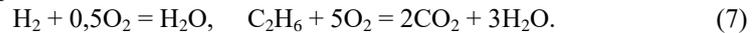
$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0, \quad p = \frac{\rho}{\mu_{mix}} RT. \quad (5)$$

В системе уравнений (1-5) использованы такие обозначения:  $u, v$  – осредненные компоненты скорости турбулентного течения газов вдоль принятых осей  $x$  и  $y$ ;  $I_m^k$  – в пределах  $k$ -й полосы оптического спектра среднее значение интенсивности излучения вдоль определенных направлений  $S_m \{m = 1, N_o\}$ , которые задаются набором угловыми координатами  $\{\mu_m, \xi_m\}$ ;  $I_{bl}(T)$  – интенсивность излучения абсолютно черного тела осредненная по Планку в пределах  $k$ -й спектральной полосы при температуре  $T$ ;  $\alpha_k, \beta_k$  – средние значения в пределах полосы коэффициенты поглощения и рассеяния излучения;  $w_m$  – весовые коэффициенты [28];  $\phi = \{k, \epsilon, m_{CH_4}, m_{H_2}, m_{C_2H_6}, m_{CO}, m_{O_2}, m_{H_2O}, m_{CO_2}\}$ ;  $k, \epsilon$  – кинетическая энергии турбулентных пульсаций и скорость ее диссипации;  $m_{CH_4}, m_{H_2}, m_{C_2H_6}, m_{CO}, m_{O_2}, m_{H_2O}, m_{CO_2}$  – массовые концентрации метана, водорода, этана, окиси углерода, кислорода воздуха, водяных паров и двуокиси углерода;  $p$  – статическое давление,  $\mu_{mix}$  – эффективная молярная масса смеси газов;  $R$  – газовая постоянная универсальная.

Спектральные коэффициенты поглощения компонентов продуктов сгорания зависят от распределения объемных долей водяного пара, двуокиси углерода и в меньшей степени окиси углерода в топочном объеме. Вычисление количества указанных компонент газа производилось применением модели полного сгорания метана в две стадии:



и уравнений горения водорода и этана:



В ходе итерационного процесса решения дискретных аналогов указанных уравнений уравнение (2) решался в каждом диапазоне спектральной модели широкой полосы, с учетом полос 1,5; 2,7; 6,3; 10 мкм спектра излучения  $H_2O$  и 2,7; 4,3; 15 мкм  $CO_2$ . Перекрывающиеся спектральные полосы 2,7 мкм  $H_2O$  и  $CO_2$  объединили. Уравнение (2) решался также для оставшейся суммарной прозрачной для излучения полосы в пределах от 0,5 до 20 мкм. По результатам этих расчетов в каждом контрольном объеме разностной сетки вычислены интегральные плотности потоков теплового излучения.

Для замыканий системы уравнений (1-5) для каждого из них надо поставить граничные условия, которые обсуждены в работах [1, 3]. Детальное обоснование применения указанных уравнений для моделирования топочных процессов со ссылками на первоисточники и подробное описание методов их численного интегрирования также имеется в [1, 3].

Используемые в исследуемой печи горелки являются с естественной тягой. Синтез газ для горения и воздух подается из окружающей среды. Тепловая мощность горелок регулируется за счет изменения давления подачи топлива. Перед горелками номинальное избыточное давление должно составить около 15 МПа. Расход воздуха регулируется воздушными заслонками. За счет тяги дымососа печи в радиантной камере создается пониженное давление примерно на 1,2 кПа.

Расход сырья – пропан-бутана, подаваемого на всю печь  $G_c = 4,53$  кг/с; пара разбавления – 2, 25 кг/с. Температура парогазовой смеси на входе в пирозммеевик – 650

°С. Температура пирогаза на выходе из пиролизеовика – 835 °С. Расход топливного газа на печь – 0,93 кг/с.

При двухмерных тепловых расчетах выходные отверстия ряда горелок рассматривались в виде сплошной плоской щели вдоль оси  $z$ , обеспечивающие такой же расход смеси топлива и воздуха, как и у горелок всего ряда. Такое предположение позволяет получить вполне реалистические значения температуры и скоростей дымовых газов в радиационной секции. Температура дымовых газов при переходе из радиационной секции в конвекционную, полученная расчетным путем хорошо согласуются с измеренными значениями в действующей установке. Даже в этом случае из-за значительного количества входов для топливозвоздушной смеси при численном интегрировании разностных аналогов системы дифференциальных уравнений возникает расходимость решений. Устойчивость решения получается только при использовании метода нижней релаксации практически для всех уравнений. Удовлетворительная сходимость решений достигается после четырех тысяч итераций.

### Результаты (Results)

С помощью описанного выше пакета прикладных программ, выполнены численные исследования особенностей тепловых и аэродинамических параметров в радиационной секции печи пиролиза пропан-бутана для двух вариантов расположения горелок. На рисунке 2 представлено поле температуры в камере радиации печи с несимметричным расположением настенных горелок.

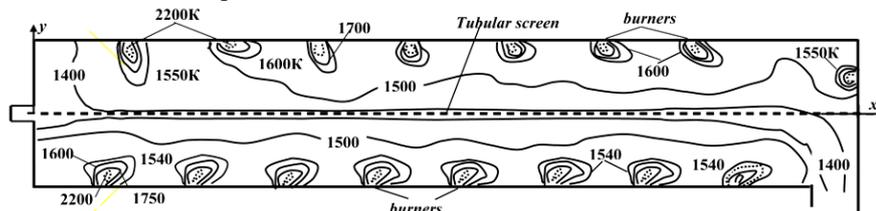


Рис. 2. Вид изотерм в камере радиации с несимметричным расположением горелок  
Fig. 2. View of isotherms in the radiation chamber with an asymmetrical arrangement of burners

\*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

В правой половине камеры, как и в действующей печи восемь ярусов горелок установлены на боковой стене (на рис. 2 эта часть показана внизу). В исследовательских целях в левой половине секции один ряд горелок попробовали переместить на свод, а остальные семь рядов горелок остались на боковой стенке. На рис. 3 показаны графики, показывающие характер изменения температуры продуктов сгорания по высоте камер радиационной секции, на разных расстояниях  $y$  от центрального трубчатого экрана в двух половинах секции печи.

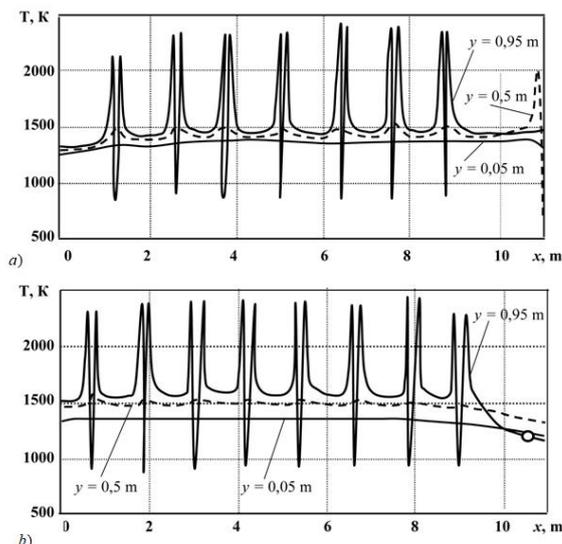


Рис. 3. Характер изменения температуры газов по высоте камеры радиации на разных расстояниях  $y$  от пиролизеовиков:  $a$  – в левой половине камеры;  $b$  – в правой половине;  $\bullet$  – температура дымовых газов на выходе из камеры радиации, измеренная по датчикам действующей установки

Fig. 3. The nature of the change in the temperature of gases along the height of the radiation chamber at different distances  $y$  from the pyro-coils:  $a$  – in the left half of the chamber;  $b$  – in the right half;  $\bullet$  – the temperature of the flue gases at the outlet of the radiation chamber, measured by the sensors of the current installation

\*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Вид рисунков 2 и 3 четко показывает, что при установлении большого количества горелок малой мощности, расположенных в нескольких ярусах в радиантной камере поле температуры получается весьма неравномерным. Температура продуктов сгорания меняется как по высоте и ширине камеры радиации, так и по ее глубине вдоль оси  $z$ . Непосредственно при выходе из горелок температура смеси топливного газа и воздуха еще низкая. В небольшом объеме факела температура резко повышается, однако не достигает значений адиабатной температуры. Затем за счет отдачи теплоты за счет излучения и перемешивания дымовыми газами из более отдаленных областей камеры температура плавно уменьшается. В коробе для перехода дымовых газов из камеры радиации в конвекционную секцию печи температура наименьшая.

На рисунке 3 *b*) в виде кружочка показана температура продуктов сгорания  $t_g \approx 1150$  °С, измеренная штатной термопарой действующей установки во время режимно-наладочных испытаний. Значение температуры во время этих работ менялось в диапазоне от 1146 до 1165 °С. По результатам расчетов температура дымовых газов поперек переходного канала меняется в пределах 1147-1171 °С. Видно достаточно хорошее соответствие наших расчетных значений с опытными значениями.

Как это видно на рисунках 2 и 3 наибольшие градиенты температуры продуктов сгорания возникают около мест размещения настенных горелок. При этом около стен левой и правой половин камеры радиации в данном случае поля температуры отличаются. В камере действующей установки они были практически одинаковыми. Ближе к трубам пирозмеевика возникает почти одинаковая температура продуктов сгорания.

За пределами теплового пограничного слоя у пирозмеевика температура дымовых газов находится в диапазоне 1418..1465 К (1145...1192 °С). На расстоянии 0,5 м от трубчатого экрана в правой половине камеры температура на уровне 1500 К, а в левой половине изменяется от 1380 до 2220 К. Это во первых связано с расположением нижнего яруса горелок выше, чем в правой половине камеры и размещением на своде камеры ряда горелок. В коробе для перехода в конвекционную секцию печи температура продуктов сгорания снижается до 1423 К, что хорошо согласуется с показаниями термопар на действующей установке ТЗ ( $\approx 1150$  °С), полученными во время пуско-наладочных работ.

На рисунке 4 показаны графики изменения температуры внутренних поверхностей футеровки боковых стен по высоте радиационной камеры. На этом же рисунке представлен график изменения температуры дымовых газов за пределами теплового пограничного слоя левой боковой стенки  $T_s$ .

Температуры поверхностей  $T_{w1}$  и  $T_{w2}$  левой и правой стен несколько отличаются, что связано с разным расположением ярусов горелок. Разрывы графиков связаны с поступлением из горелок относительно холодной газозвоздушной смеси. Только в небольших объемах части факелов температура продуктов сгорания приближается к адиабатной температуре горения.

Температура  $T_{w2}$  внутренней поверхности боковой стенки правой части камеры радиации колеблется около значения 1400К, несколько снижаясь между рядами горелок и к выходу. Температура левой поверхности  $T_{w1}$  изменяется от значения 1280 К у пода камеры до 1550 К ближе к ярусам горелок. Температура стенок непосредственно у труб горелок существенно ниже.

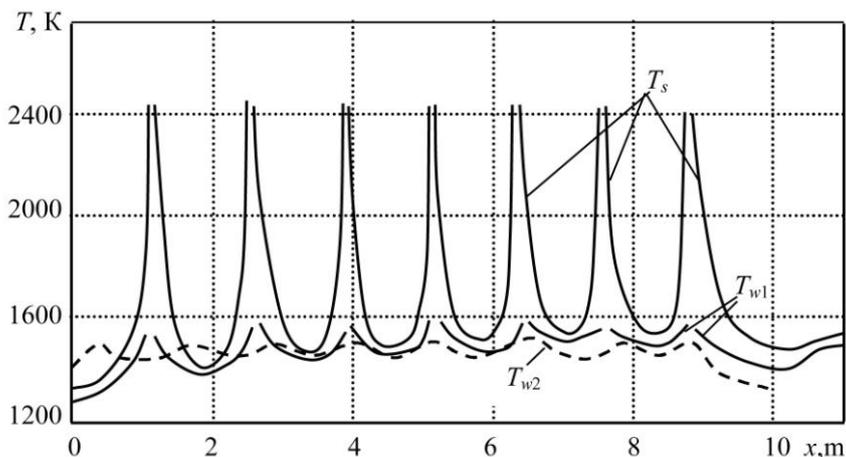


Рис. 4. Температура внутренней поверхности боковых футеровок камеры Fig. 4. The temperature of the inner surface of the side linings of the camera

\*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

По результатам расчетов построены изолинии функций тока, в сечении  $x$ у радиационной секции, проходящей через оси центральных труб настенных горелок, которые представлены на рисунке 5.

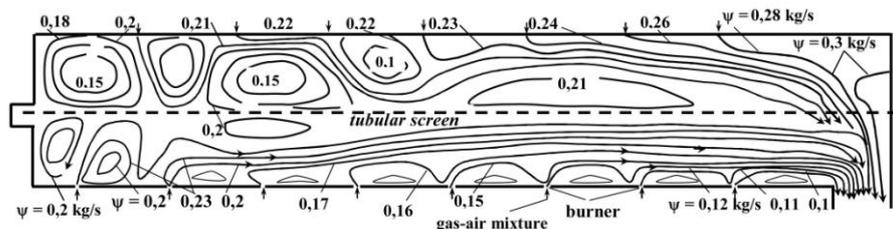


Рис. 5. Вид изолиний функций тока в камере радиации Fig. 5. View of streamline functions in the radiation chamber

\*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Из рисунка 5 видно, что в радиационной секции возникает сложное поле течения продуктов сгорания с присутствием обратных зон течений в областях между ярусами горелок. Образование зон обратных течений около мест установления горелок обеспечивает устойчивость горения топливного газа в воздухе. Значительно большие зоны обратных течений образуются у пода радиационной камеры, пирозмеевиков на высоте расположения 3-го ряда снизу горелок правой половины и на уровне 5-го, 6-го ярусов левой половины топочного объема. Эти зоны и обеспечивают относительно равномерное поле температуры около труб змеевиков. Значения скорости продуктов сгорания в большинстве областей радиационной камеры находятся в пределах  $0,5 \dots 1,5$  м. Имеется незначительное сходство между полями скоростей и температуры, что указывает на небольшое влияние конвективного переноса теплоты при формировании поля температуры.

На рисунке 6 показаны графики изменения поверхностных плотностей суммарных (лучистых и конвективных) тепловых потоков по высоте трубчатого экрана в радиационной секции исследованной в данной работе печи (сплошная линия) и действующей установки (штриховая линия). Как показали предыдущие наши исследования [1-3], распределения плотностей радиационных тепловых потоков мало отличаются от представленных графиков.

Из рисунке 6 видно, что при установке большого количества горелок малой мощности с их расположением в значительном количестве рядов (в данном случае по 8 ярусов в каждой половине камеры) получается достаточно равномерное распределение суммарных тепловых потоков по высоте трубчатого экрана. При расположении одного ряда горелок на своде левой половины радиационной секции приводит к увеличению тепловых потоков к трубам змеевиков в верхней части камеры. В то же время внизу камеры радиации тепловые потоки меньше, чем при расположении всех горелок на боковых стенах. Это видимо, связано с нахождением нижнего яруса горелок на большем расстоянии от пода камеры. Уменьшение поверхностных плотностей тепловых потоков внизу камеры и у свода объясняется сравнительно низкой температурой поверхности пода и свода камеры, которая уменьшается с увеличением расстояния нижнего ярусов горелок от их поверхностей.

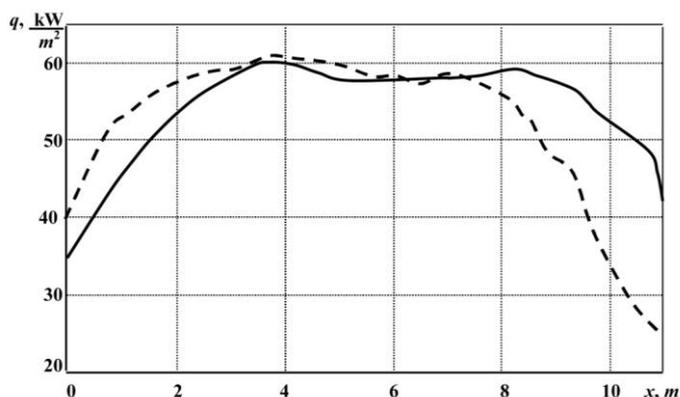


Рис. 6. Изменение поверхностных плотностей теплового излучения по высоте трубчатого экрана Fig. 6. Distribution of surface densities of heat fluxes along the height of the tubular screen

\*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

По результатам расчетов получили следующие суммарные данные: мощность ввода теплоты в камеру радиации топливом – 0,13 МВт; теплота воздуха на горение – 0,043 МВт; мощность тепловыделений при сгорании топлива – 44,15 МВт; расход теплоты на нагрев и проведение эндотермических реакций в пирозмеевиках – 21 МВт; мощность потери теплоты в окружающую среду через стенки камеры радиации - 0,41 МВт, а с уходящими газами из печи – 0,476 МВт. Остальная часть теплоты расходуется в конвекционной секции. Представленные данные удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными действующей установки. Потери теплоты через многослойные стенки радиационной камеры составляют 0,93% от полезно используемой теплоты, что в 2 раза меньше, если в данной печи использовали бы акустические или веерные горелки настильного пламени.

Во время пуско-наладочных работ были проведены замеры объемной доли углекислого газа и кислорода в дымовых газах газоанализатором TESTO-350, которые составили 0,15 и 0,02 соответственно. Содержание CO<sub>2</sub> соответствует расчетному значению, а содержание O<sub>2</sub> примерно два раза больше. Это можно объяснить с присосами воздуха через небольшие щели гляделок в конструкции ограждающих поверхностей камеры и превышением коэффициента избытка воздуха от заданного значения 1,1. Измерения также показали наличие незначительного количества СО – 0,0004...0,0018 ppm, что говорит о наличии небольшого недожога топливного газа.

#### **Обсуждение (Discussions)**

Проведенные расчеты показывают, что применение большого количества горелок небольшой мощности, расположенных в нескольких рядах, все равно не обеспечивает полного равномерного поля температуры в объеме камеры радиации, в то же время температура дымовых газов в основном сильно изменяется только в непосредственной близости от горелок. Когда применяются более мощные горелки настильного сжигания топлива такой же общей теплопроизводительности, например, шести акустических горелок в двух ярусах на одной боковой стене [1], тем более при установке мощных инжекционных подовых горелок, температурное поле и распределение тепловых потоков по трубчатому экрану получаются сильно неравномерными. Расчеты показывают также, что для увеличения тепловых потоков к трубчатому экрану в нижней части камеры радиации нижний ряд горелок надо расположить ближе к поду камеры. Можно продумать возможность расположения одного ряда горелок непосредственно на поде камеры.

Применение большого количества горелок малой мощности уменьшает области факелов с высокими температурами, это способствует снижению образования окислов азота.

Чтобы трубчатая печь пиролиза пропан-бутана функционировала в установленном режиме, необходимо систематически следить за плотностью обшивки печи и во время устранять возможные присосы воздуха. Увеличение коэффициента избытка воздуха на 0,1 приведет к росту потери теплоты с дымовыми газами от 0,4 до 0,8 %. Необходимо также своевременно проверить исправность контрольно-измерительных приборов и периодически измерить температуру уходящих дымовых газов, так как повышение их температуры на 10...15 °С приводит к росту потерь теплоты с уходящими газами на 0,6...0,8 %. Увеличение температуры уходящих дымовых газов может происходить из-за загрязнения наружных поверхностей змеевиков в результате химического недожога газообразного топлива. Из-за этого уменьшится подвод теплоты нагреваемому продукту в змеевиках радиационной секции, что приведет к снижению выхода целевых продуктов.

#### **Литература**

1. Данил Вафин. Сложный теплообмен / Радиационный теплообмен в энергетических установках /Д.Б. Вафин. – Saarbrücken, Deutschland: LAP LAMBERT Academic Publishing,. ISBN: 978-3-8433-1124-3, 2011. – 250 с.
2. Ермоласва В.А., Семочкина К.Ю. Расчет технологических характеристик трубчатой печи // International Journal of Humanities and Natural Sciences . 2021. v.10-1. - P. 220-222.
3. Vafin D.B. Thermal Regime of the Radiative Chamber of the Butane-Propane Pyrolysis Furnace // AIP Conference Proceedings\_V 2402 (15/11/21).
4. Вафин Д.Б. Тепловые и аэродинамические параметры камеры радиации печи пиролиза углеводородов // Известия вузов: Проблемы энергетики.– 2022, - т. 24, № 3, С.198-210.
5. Khujaev P. Radiative heat transfer in the furnace with variable volume // Bulletin of Science and Practice. 2018. v. 4. N 11. – P. 248-253.
6. Pavlov M.V., Karpov D.F., Sinitsyn A.A., Gudkov A.G. Winter greenhouse combined heating system // Magazine of Civil Engineering. 2020. 95(3). – P. 131-139.
7. Веткин А.В., Сурис А.Л. Исследование теплотехнических и экологических

- характеристик процесса горения газообразных топлив // Теплоэнергетика. – 2015, №3, С. 62 – 66.
8. Filla M. Prediction of the radiative heat transfer in pyrolysis furnace by exact and approximate methods // Riv. Combust. -1980. -v.34, N9-12. – P. 373-382.
9. 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.
10. Блох А.Г., Журавлев Ю.А, Рыжков Л.Н. Теплообмен излучением: справочник. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 432 с.
11. 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.
12. Tencer, J.T. Error Analysis for Radiation Transport / Dissertation doctor of Philosophy. The University of Texas at Austin, 2013. – 142 p.
13. Вафин Д.Б., Садыков А.В., Бутяков М.А. Сравнительные характеристики трубчатых печей с инжекционными и акустическими горелками // Известия вузов: Проблемы энергетики.– 2015. - № 1-2, С.68 - 75.
14. Вафин. Д.Б., Бутяков М.А. Трехмерное моделирование работы акустических горелок в трубчатых печах // Известия вузов: Проблемы энергетики.– 2016. - № 9 - 10, С.48 - 55.
15. Садыков А.В., Бутяков М.А. К решению уравнения переноса излучения методом дискретных ординат // Известия вузов: Проблемы энергетики.– 2017. – т.19, № 5 – 6. С.25 - 534
16. Дектерев А.А., Гаврилов А.А., Харламов Е.Б., Литвинцев К.Ю. Использование программы  $\sigma$ -Flow для численного исследования технологических объектов // Вычислительные технологии. 2003. т.8. Ч.1. С. 250.
17. 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.
18. 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.
19. 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.
20. 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.
21. 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.
22. 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.
23. Хайрутдинов И.Р. К вопросу оптимизации процесса пиролиза углеводородного сырья и эффективного использования получаемых продуктов // Бутлеровские сообщения. – 2009. – т.17, №6. – С. 53-59.
24. Vafin D.B., A.V. Sadykov A.V. Thermal calculation of the radiation chamber of an ethane pyrolysis furnace. JOP Conf. Series: Materials and Engineering 862 062008 (2020).
25. Litventsev I Pyrolysis // The Chemical Journal, 2006.- v.5. P. 42-46.
26. 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.
27. Долганов И.М., Бунаев А. А. Математическое моделирование пиролиза пропан-бутановой фракции с учетом накопления кокса // Neftegaz.RU. – 2020. - №3. – С. 17-20.
28. Fiveland W.A. Discrete-ordinate solutions of the radiative transport equation for rectangular enclosures // Trans.ASME: J. Heat Transfer. 1984. v.106, N4. P. 699-706.
29. 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.

#### Авторы публикации

**Вафин Данил Биалович** – д-р. техн. наук, профессор кафедры Промышленной теплоэнергетики и теплоснабжения, Казанского государственного энергетического университета.

**Ваньков Юрий Витальевич** - д-р. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой Промышленной теплоэнергетики и теплоснабжения, Казанского государственного энергетического университета.

## References

1. Danil Vafin. Complex heat transfer / Radiation heat transfer in power plants. – Saarbrücken, Deutschland: LAP LAMBERT Academic Publishing,. ISBN: 978-3-8433-1124-3, 2011. – 250 c.
2. Ermolaeva V.A., Semochkina K.Yu. Calculation of technological characteristics of a tube furnace // International Journal of Humanities and Natural Sciences . 2021. v.10-1. - P. 220-222.
3. Vafin D.B. Thermal Regime of the Radiative Chamber of the Butane-Propane Pyrolysis Furnace // AIP Conference Proceedings\_V 2402 (15/11/21).
4. Vafin D.B. Thermal and aerodynamic parameters of the radiation chamber of the hydrocarbon pyrolysis furnace // News of universities: Energy problems.– 2022, - vol. 24, no. 3, pp. 198-210.
5. Khujaev P. Radiative heat transfer in the furnace with variable volume // Bulletin of Science and Practice. 2018. v. 4. N 11. – P. 248-253.
6. Pavlov M.V., Karpov D.F., Sinitsyn A.A., Gudkov A.G. Winter greenhouse combined heating system // Magazine of Civil Engineering. 2020. **95(3)**. – P. 131-139.
7. Vetkin A.V., Suris A.L. Investigation of thermal engineering and environmental characteristics of the process of combustion of gaseous fuels// Thermal power engineering. - 2015, No. 3, P. 62 - 66.
8. Filla M. Prediction of the radiative heat transfer in pyrolysis furnace by exact and approximate methods//Riv. Combust. -1980. -v.34, N9-12. – P. 373-382.
9. Kuleshov O.Yu., Muslimov E.I. Sedelkin V.M. Mathematical modeling of zonal and local resulting heat transfer in shielded furnaces // Dynamics of systems, mechanisms and machines. - 2017. v. 5. No. 2. - P. 78-83.
10. Bloch A.G., Zhuravlev Yu.A., Ryzhkov L.N. Heat transfer by radiation: a handbook. - M.: Energoatomizdat, 1991. - 432 p..
11. 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.
12. Tencer, J.T. Error Analysis for Radiation Transport / Dissertation doctor of Philosophy. The University of Texas at Austin, 2013. – 142 p.
13. Vafin D.B., Sadykov A.V., Butyakov M.A. Comparative characteristics of tube furnaces with injection and acoustic burners // News of universities: Energy problems - 2015. - No. 1-2, P.68 - 75.
14. Vafin. D.B., Butyakov M.A. Three-dimensional modeling of the operation of acoustic burners in tube furnaces // News of universities: Energy problems.– 2016. - No. 9 - 10, P.48 - 55.
15. Sadykov A.V., Butakov M.A. To the solution of the radiation transfer equation by the method of discrete ordinates // News of universities: Energy problems.– 2017. – v.19, No 5 – 6. P.25 - 534
16. Dektarev A.A., Gavrilov A.A., Kharlamov E.B., Litvintsev K.Yu. Using the  $\square$ -Flow program for numerical research of technological objects // Computational Technologies. 2003. vol.8. Part 1. p. 250.
17. 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.
18. 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.
19. 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.
20. 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.
21. 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.
22. Solov'ev S.A., Solov'eva O.V., Akhmetova I.G., Vankov Yu.V., Shakurova R.Z. Numerical study of thermal conductivity of composite thermal insulation material with microgranules // News of universities. Energy problems. – 2022. – vol. 24, No. 1. P. 86-98.
23. Khairutdinov I.R. On the issue of optimizing the pyrolysis process of hydrocarbon raw materials and the effective use of the resulting products // Butlerovskie messages. - 2009. – vol.17, No. 6. – pp. 53-59.
24. Vafin D.B., A.V. Sadykov A.V. Thermal calculation of the radiation chamber of an ethane pyrolysis furnace. JOP Conf. Series: Materials and Engineering **862** 062008 (2020).
25. Litventsev I. Pyrolysis // The Chemical Journal, 2006.- v.5. P. 42-46.
26. 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.
27. Dolganov I.M., Dunaev A. A. Mathematical modeling of pyrolysis of propane-butane fraction taking into account coke accumulation// Neftgaz.RU. – 2020. –No 3. – P. 17-20.
28. Fiveland W.A. Discrete-ordinate solutions of the radiative transport equation for rectangular enclosures // Trans.ASME: J. Heat Transfer. 1984. v.106, N4. P. 699-706.

© Вафин Д.Б., Ваньков Ю.В.

29. Vafin D.B., Butakov M.A. Three-dimensional field of temperature and velocity in furnaces of tubular furnaces with acoustic burners // Bulletin of the Tupolev KSTU. – 2017. -No. 2. - P. 49-55.

**Authors of the publication**

*Danil B. Vafin* - Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

*Yuri V. Vankov* - Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

*Шифр научной специальности: 2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника*

*Получено* *05.04.2023 г.*

*Отредактировано* *31.05.2023 г.*

*Принято* *04.10.2023 г.*