

Бирюков А.Б.

*Светлой памяти профессора
Кравцова Владлена Васильевича
посвящается*

**ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ И КАЧЕСТВО
ТЕПЛОВОЙ ОБРАБОТКИ МАТЕРИАЛОВ В
ПЕЧАХ**

Монография

Донецк 2012

УДК 662.9

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор, профессор кафедры промышленной теплоэнергетики ДонНТУ **Маркин А.Д.**

доктор технических наук, профессор, профессор кафедры физики неравновесных процессов, метрологии и экологии ДонНУ **Недопекин Ф.В.**

доктор технических наук, профессор, зав. отделом теории управляющих систем Института прикладной математики и механики НАН Украины **Ткаченко В.Н.**

Рекомендовано к печати Ученым Советом Донецкого национального технического университета (протокол №1 от 17.02.2012)

Бирюков А.Б. Энергоэффективность и качество тепловой обработки материалов в печах: Монография.– Донецк: Ноулидж (донецкое отделение), 2012.– 247 с.

Монография посвящена научной проблеме повышения энергоэффективности и качества процессов тепловой обработки материалов. В качестве инструментов для исследования в работе используются методы математического и физического моделирования, а также метод инженерного анализа.

В работе рассмотрены вопросы анализа путей повышения эффективности работы пламенных нагревательных печей; определения рациональных режимов реализации технологий тепловой обработки материалов в печах; теоретические и практические аспекты реализации импульсного отопления как инструмента для сокращения расхода топлива.

Работа предназначена для научных и инженерно-технических работников научно-исследовательских и проектных институтов, металлургических и машиностроительных предприятий, а также преподавателей и студентов технических вузов.

ISBN

© Бирюков А.Б.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 ОБЗОР РЕШЕНИЙ В ОБЛАСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССОВ НАГРЕВА И ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ МАТЕРИАЛОВ	10
1.1 Общие сведения о роли эффективности процессов тепловой обработки материалов в формировании себестоимости продукции	10
1.2 Организационные подходы к повышению энергоэффективности процессов тепловой обработки материалов	11
1.3 Инвестиционные проекты по реконструкции существующего и приобретению нового оборудования для тепловой обработки материалов	15
1.4 Решение задачи повышения качества тепловой обработки материалов	21
1.5 Выводы	36
2 ОСНОВЫ ПОСТРОЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ИЗУЧЕНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОВОЙ ОБРАБОТКИ МАТЕРИАЛОВ В ПЕЧАХ	41
2.1 Общие положения	41
2.2 Математическая формулировка модели процессов тепловой обработки материалов в печах	43
2.3 Задание условий однозначности	51
2.4 Конкретные подходы к заданию граничных условий для операций тепловой обработки материалов в печах	66
2.5 Зависимость теплофизических свойств материалов от температуры	81
2.6 Численное решение поставленной задачи	83
2.7 Подтверждение адекватности разработанной математической модели	91

2.8 Специальные возможности метода математического моделирования для исследования тепловой обработки материалов в печах	99
2.9 Выводы	104
3 АНАЛИЗ ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПЛАМЕННЫХ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПЕЧЕЙ	106
3.1 Общие положения	106
3.2 Пути сокращения потерь тепла рабочей камерой	108
3.3 Пути повышения значения коэффициента использования топлива	117
3.4 Совместный учет одновременной реализации мероприятий по снижению расхода топлива	166
3.5 Выводы	167
4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РЕАЛИЗАЦИИ ТЕХНОЛОГИЙ ТЕПЛОВОЙ ОБРАБОТКИ МАТЕРИАЛОВ В ПЕЧАХ	170
4.1 Комплексы для автоматического расчета процессов тепловой обработки материалов в печах	170
4.2 Пример создания расчетной методики для нагрева алюминиевых заготовок под штамповку в печах новой конструкции	178
4.3 Использование математической модели тепловой обработки материалов в печах	182
4.4 Экономия затрат на топливо для нагрева материалов в печах за счет замены природного газа искусственными газами	188
4.5 Выводы	203
5 ИМПУЛЬСНОЕ ОТОПЛЕНИЕ КАК ИНСТРУМЕНТ ДЛЯ СОКРАЩЕНИЯ РАСХОДА ТОПЛИВА	204
5.1 Сущность технологии импульсного отопления	204
5.2 Исследование возможности усиления лучистого теплообмена при импульсном режиме подачи теплоносителей	209

5.3	Экспериментальное исследование интенсификации конвективного теплообмена при импульсной подаче теплоносителя	220
5.4	Практическая реализация импульсного отопления теплотехнических агрегатов	229
5.5	Концепция диагностики моментальных балансов печи для анализа эффективности импульсного отопления и других мероприятий по снижению расхода топлива	233
5.6	Выводы	238
	ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК	240

ВВЕДЕНИЕ

В последнее время наметилась тенденция достаточно серьезной нестабильности в мировой и отечественной экономике, в том числе в таких ее отраслях как металлургия и энергетика. Периоды острого кризиса сменяются некоторым подъемом и прогнозировать развитие ситуации на дальнейшую перспективу достаточно затруднительно.

В качестве причины этого явления обычно приводят мировой экономический кризис, обусловивший существенное снижение спроса на все виды продукции. Однако очевидно, что по крайней мере для отечественной экономики, ситуация значительно усугубляется высоким уровнем удельного ресурсоэнергопотребления на единицу продукции и в ряде случаев недостаточным уровнем качества продукции. Для некоторых видов продукции удельные затраты энергии в Украине в несколько раз превышают аналогичные величины, характеризующие работу иностранных предприятий. Следствием такой ситуации является более высокая себестоимость продукции, что снижает ее конкурентоспособность.

Таким образом, для достижения высокого уровня конкурентоспособности отечественной продукции на внутреннем и внешнем рынках необходимо в каждой отрасли целенаправленно работать над повышением уровня энергоэффективности технологий при одновременном повышении качества. Для Украины значительный потенциал ресурсоэнергосбережения сосредоточен в таких отраслях как черная, цветная металлургия и энергетика.

Одна из наибольших статей потребления топлива в черной и цветной металлургии приходится на печи прокатного производства и печи термообработки. Зачастую в качестве топлива для отопления агрегатов названного класса используется дорогостоящий природный газ. Поэтому для отечественной

металлургии задача сокращения энергоемкости продукции на данном этапе производства является одной из первоочередных. Ее решение может быть достигнуто при реализации комплекса мероприятий, как непосредственно касающихся конструкций печей, так и сосредоточенных на общезаводской структуре производства.

Тем не менее, несмотря на наличие действующих и концептуальных проектов, которые в перспективе могли бы снизить расход топлива на нагрев перед прокаткой или сделать его ненужным, сегодня необходимы продолжение и интенсификация работы ученых-теплотехников над совершенствованием тепловой работы нагревательных и термических печей с целью снижения расхода топлива и повышения качества нагрева.

Это утверждение можно обосновать тем, что, во-первых, в перспективе нескольких десятилетий не следует ожидать исчезновения нагревательных и термических печей ни в мировой, ни в отечественной практике, а, во-вторых, для отечественных предприятий снижение себестоимости проката за счет сокращения издержек на топливо для нагрева металла перед прокаткой является одним из залогов выживания в условиях жесткой конкуренции на рынке металлопродуктов и накопления запаса прочности для дальнейшего развития.

Вопросы совершенствования тепловой работы печей изучаются на протяжении многих десятилетий отечественными и зарубежными учеными. Благодаря их исследованиям сегодня наработан богатый теоретический и практический опыт в данной области. Для большинства конструкций печей созданы аналитические методики расчета процессов нагрева и термообработки; заложены основы создания, идентификации и подстройки математических моделей процессов нагрева, базирующихся на решении дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности; предложено множество

практических решений по достижению снижения расхода топлива: использование современных керамоволокнистых материалов для футеровки агрегатов, создание современных высокоэффективных рекуператоров, применение плоскофакельных горелок, реализация импульсного отопления и т.д.

Однако, несмотря на это, существует значительный разрыв между достижениями науки и практическими показателями работы отечественных печей. Для некоторых украинских агрегатов удельный расход условного топлива в несколько раз превышает аналогичную величину из иностранной практики.

Эта ситуация может иметь множество причин, среди которых использование физически и морально устаревших конструкций, недостаточная теплотехническая подготовка обслуживающего персонала, сознательное нежелание руководства предприятий применять инновационные решения, которые позволили бы улучшить показатели работы даже старого оборудования, отсутствие высокоэффективных алгоритмов автоматического управления.

Попытка решения названного комплекса проблем за счет приобретения иностранного печного оборудования и алгоритмов управления к нему зачастую не приносит ожидаемых результатов. Проводя переговоры с иностранными компаниями, отечественные специалисты не всегда могут оценить реальность декларируемых показателей работы приобретаемого оборудования, в частности потому, что у нас не проработан вопрос создания научно-практического инструментария анализа теплотехнических проектов.

Среди проблем научного характера на современном этапе можно отметить недостаточную научную и практическую проработку вопроса импульсного отопления, в литературе есть сведения о возможности достижения экономии топлива на 10-15% с его использованием, однако нет четкой системы

представлений о методологии выбора оптимальных параметров этой технологии.

Данная работа направлена на решение вышеназванного комплекса проблем. Первая глава посвящена литературному обзору известных научных и технических решений в области повышения энергоэффективности технологий нагрева и термообработки заготовок.

Во второй главе работы отработан вопрос создания математической модели нагрева и охлаждения материалов в печах с целью популяризации известных положений и создания новых подходов, в том числе позволяющих в будущем более глубоко исследовать и анализировать параметры теплового состояния нагреваемого материала и эффективно использовать математическую модель нагрева и охлаждения в системах АСУ ТП.

В третьей главе разработан инструментарий для анализа мероприятий, направленных на повышение эффективности тепловой работы нагревательных и термических печей. Его использование целесообразно в работе конструкторских бюро отечественных машиностроительных предприятий для оценки целесообразности выбора тех или иных технических решений, а также для ведения переговоров с иностранными компаниями и оценки реальности предлагаемых ими средств достижения декларируемых результатов.

Четвертая глава сосредоточена на подходах для определения и установления рациональных параметров технологий нагрева и термообработки. В частности в ней разработаны аналитические подходы к расчету таких операций как выравнивание температуры и выдержка; созданы подходы для определения величин требуемых расходов теплоносителей в низкотемпературных печах с рециркуляцией; рассмотрены некоторые аспекты использования математической модели для исследования и управления процессами нагрева и охлаждения в

реальных агрегатах; представлены основные положения по замене природного газа искусственными газообразными видами топлива; рассмотрены базовые моменты производства генераторных газов из углей.

В пятой главе разработаны научные подходы к изучению импульсного отопления, рассмотрены вопросы природы усиления теплопередачи при импульсном отоплении, описаны экспериментальные исследования по усилению конвективного теплообмена при импульсных режимах обдува тел; предложены основы создания системы диагностики моментальных тепловых балансов печей для углубленного изучения и оптимизации их работы.

1 ОБЗОР РЕШЕНИЙ В ОБЛАСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССОВ НАГРЕВА И ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ МАТЕРИАЛОВ

1.1 Общие сведения о роли эффективности процессов тепловой обработки материалов в формировании себестоимости продукции

В последнее время условием конкурентоспособности продукции на внешнем и внутреннем рынках является постоянная работа над снижением ее себестоимости и повышением качества. Одним из мощнейших рычагов снижения себестоимости является создание условий для уменьшения энергоемкости продукции [1]. Для украинской экономики эта задача является особенно актуальной, так как Украина – энергодефицитное государство, собственными ресурсами обеспечивающее свои потребности на 53%. Энергоемкость валового внутреннего продукта в 3-5 раз выше, чем в развитых странах. Наибольшее энергопотребление имеет место в металлургии и коксохимии. Причиной этого являются устаревшие и изношенные производственные фонды, устаревшие технологии и их элементы.

Анализ структуры себестоимости конечного продукта металлургического предприятия показывает, что значительная ее часть приходится на топливно-энергетические ресурсы (ТЭР) [2]. Так, для украинской металлургии доля затрат ТЭР в стоимости продукции составляет 39% (с учетом стоимости коксующегося угля), для стран Европейского Союза эта величина составляет 18-22%. Наиболее значительным расходом ТЭР в ГДж характеризуется доменное производство (39%), на втором и третьем месте имеем прокатные цеха и мартеновское производство.

1.2 Организационные подходы к повышению энергоэффективности процессов тепловой обработки материалов

При работе по повышению энергоэффективности для каждого из названных направлений топливопотребления возможно достижение значительной экономии, о чем свидетельствуют множество публикаций в научных изданиях и практические достижения [3, 4]. Названная работа носит комплексный характер и может включать в себя как чисто организационные мероприятия, в том числе касающиеся структуры производства продукции на конкретном предприятии, так и решения, непосредственно относящиеся к тепловой работе названных технологий.

Что касается работы нагревательных и термических печей, в отечественной практике существует множество проблем:

- использование физически и морально устаревшего оборудования;
- недостаточная теплотехническая подготовка обслуживающего персонала;
- сознательное нежелание применения передовых технических решений;
- в случае решения повысить технический потенциал предпочтение отдается предложениям иностранных компаний;
- разрыв между научными достижениями отечественных ученых и практикой.

1.2.1 Понятие центра энергоменеджмента

Известен опыт, когда для реализации задачи повышения энергоэффективности производства на предприятиях создаются центры энергоменеджмента, назначением которых является целевой энергетический мониторинг и энергетический менеджмент, направленные на сокращение нерациональных потерь и снижение энергоемкости продукции [2-4].

В результате энергетических обследований, которые проводят эти структуры перед планированием работ по повышению энергоэффективности, обычно стремятся получить следующий комплекс информации [3]:

- о структуре энергопотребления по подразделениям;
- о факторах, определяющих величину энергопотребления;
- о видах и величине потерь ТЭР;
- об эффективности тепловой работы агрегатов.

1.2.2 Решение комплексной задачи по снижению уровня энергопотребления

На основании результатов обследования строится план работ для предприятия. Задача по снижению уровня энергопотребления при реализации процессов тепловой обработки материалов в общем виде может быть представлена в виде следующей многоуровневой системы [2, 3, 4]:

1. Комплекс организационно-технических мероприятий:
 - коренное улучшение системы контроля расхода ТЭР (более полный мониторинг энергопотребления);
 - повышение уровня подготовки специалистов;
 - большая частота профилактических ремонтов оборудования;
2. Ремонт, наладка и замена оборудования:
 - обеспечение нормального состояния изоляции оборудования;
 - автоматизация процессов сжигания топлива;
 - достижение номинальной производительности агрегатов;
3. Повышение уровня утилизации вторичных энергоресурсов (ВЭР);
4. Замена энергоемкого оборудования и переход на использование новых высокоэффективных энергосберегающих технологий.

Если работа на первом и втором уровнях является самоочевидной, во многом определяется производственной дисциплиной и приносит быстрые результаты, то работа на третьем и четвертом уровнях становится эффективной при привлечении не только инвестиций, но и наукоемких решений. Именно на этих этапах скрыт значительный резерв снижения энергоемкости продукции и повышения ее качества. Сегодня иностранный и отечественный научно-производственный опыт показывают примеры эффективного решения такого рода задач. Однако в каждом конкретном случае выбор может быть сделан только на основании энергетического обследования предприятия, выработки ряда предложений и сравнения их технико-экономических показателей.

1.2.3 Типовые задачи центра энергоменеджмента

В рамках работы на третьем уровне (повышение степени использования ВЭР) в ведомстве центра энергоменеджмента находится решение вопроса об оптимальном использовании ВЭР. Наличие на предприятии большого количества вторичных ресурсов требует централизованной системы учета, управления и оптимизации энергопотоков при постоянном контроле эффективности их использования. Так, использование коксового или доменного газа в нагревательных печах прокатного производства позволяет существенно сократить расход природного газа и снизить себестоимость продукции до 20%. Максимальное использование ВЭР и внедрение энергосберегающих мероприятий решает одновременно в некоторой мере экологические проблемы [5]. При наличии нескольких вторичных газов, например, коксового и доменного приходится решать задачу о их наиболее эффективном распределении между объектами топливопотребления.

Другим примером задачи, которую решает центр энергоменеджмента на ряде предприятий является поиск

оптимального сочетания энергоресурсов с учетом их цен для конкретных технологий. Так, например, в работах [2, 6] показано, что в ряде случаев при производстве проката, включающем в себя затраты газообразного топлива на нагрев в печах и электроэнергии на привод прокатных станов, учитывая текущие цены на газ и тарифы на электроэнергию, целесообразно экономить газ в допустимых пределах, не догревая металл перед прокаткой.

Кроме того, задачей центра энергоменеджмента является отслеживание уровня загруженности агрегатов предприятия. Известно, что наиболее эффективна работа агрегатов при их загрузке, близкой к номинальной [3]. В случае наличия нескольких однотипных агрегатов и их недогруза рассматривается технико-экономическая задача о целесообразности остановки ряда агрегатов и более полном нагружении остальных.

Для решения комплекса проблем энергоменеджмента, который включает в себя обозначенные выше и другие проблемы, на предприятиях зачастую создаются комплексные математические модели, которые позволяют отслеживать не только работу отдельных технологических участков или подразделений, но и эффективность их взаимодействия, а также предлагать мероприятия по ее повышению.

Однако при наличии устаревших производственных фондов наиболее эффективным решением является замена отдельных элементов или целого комплекса оборудования в рамках целевого инвестиционного проекта по реконструкции. Целесообразность такого мероприятия, а также варианты его реализации также должны быть определены при активном участии специалистов центра энергоменеджмента.

1.3 Инвестиционные проекты по реконструкции существующего и приобретению нового оборудования для тепловой обработки материалов

1.3.1 Известные направления работы по улучшению технико-экономических показателей тепловой обработки материалов в печах

Основными технико-экономическими показателями работы печей при нагреве материалов являются величины к.п.д. агрегата и коэффициента использования топлива [7].

По своему физическому смыслу коэффициент использования топлива представляет собой долю химической энергии единицы топлива, оставленной в рабочей камере (это тепло идет на нагрев материала и покрытие теплопотерь рабочей камеры).

Известно, что задача сокращения расхода топлива может решаться за счет повышения средневзвешенного коэффициента использования топлива за процесс нагрева и сокращения потерь тепла рабочей камерой. Очевидно, что для увеличения средневзвешенного значения коэффициента использования топлива необходимо стремиться в каждый момент времени к росту текущих значений коэффициента использования топлива.

Повышение текущих значений коэффициента использования топлива может быть достигнуто за счет роста коэффициента рекуперации, снижения температуры продуктов сгорания, покидающих рабочую камеру, и сокращения количества уходящих газов.

1.3.2 Реконструкция футеровки теплотехнических агрегатов с целью снижения нерациональных потерь тепла в окружающую среду

Существенным моментом повышения энергоэффективности является сокращение потерь тепла в том числе и через

ограждение агрегатов [7]. Большая часть высокотемпературных агрегатов в Украине традиционно футерована плотными огнеупорными материалами, имеющими значение коэффициента теплопроводности на уровне 1 Вт/(м·К). В случае футеровки волокнистыми материалами потери тепла снижаются в несколько раз. Есть примеры успешной реконструкции футеровок высокотемпературных агрегатов при помощи волокнистых огнеупоров [8-10].

Изделия из волокнистых материалов позволяют создать новые легкие конструкции футеровок стен и сводов, являясь при этом и огнеупором, и теплоизоляцией. Низкая теплопроводность позволяет при создании новых агрегатов уменьшать габариты печи за счет толщины футеровки, что в сочетании с низкой плотностью делает возможным в несколько раз (до 10) снизить массу футеровки печи. Аккумулируемая во время разогрева теплота, таким образом, уменьшается также в несколько раз. Резко сокращается время разогрева печи, позволяя экономить не только энергоресурсы, но и уменьшая непроизводительное время работы печи и обслуживающего персонала. Поэтому волокнистые материалы называют ещё малоинерционными. Особенно эффективно их применение в термических печах периодического действия, с постоянными колебаниями температуры печного пространства и в печах, работающих не в полную загрузку, в так называемом «рваном режиме».

Применение волокнистых материалов нового поколения на неорганических связующих обеспечивает значительное снижение трудоемкости футеровочных работ и высокую ремонтпригодность футеровки при ее механическом повреждении. Эти материалы легко обрабатываются и не критичны к циклам нагрев-охлаждение. Футеровка из волокнистых материалов часто выполняется многослойной. Это обусловлено тем, что в ней используются лучшие качества всех материалов. Первый слой рассчитан на более высокую

температуру эксплуатации, у следующих слоев ниже теплопроводность в данном интервале температур и, кроме того, они дешевле. Таким образом, при применении многослойных футеровок из волокнистых материалов можно добиться оптимального соотношения цены и качества.

Волокнистые материалы целесообразно использовать не только при создании футеровки новых агрегатов, а для реконструкции уже существующих, когда слой волокнистых материалов крепится к внутренней поверхности ранее использовавшейся футеровки. В настоящее время технология реконструкции футеровки существующих агрегатов при помощи волокнистых материалов отработана достаточно детально (включая крепление к слою старой футеровки); можно привести ряд примеров реконструкции футеровки теплотехнических агрегатов, в которых расход топлива на процессы тепловой обработки материалов был сокращен на величину до 40%.

1.3.3 Улучшение технико-экономических показателей процессов тепловой обработки материалов за счет усиления конвективной теплоотдачи

При реализации многих операций их производительность и технико-экономические показатели (например, коэффициент использования топлива) зависят от величины теплового потока, подводимого к (отводимого от) поверхности обрабатываемых материалов. Так, экономия топлива может быть достигнута за счет снижения температуры уходящих газов при интенсификации теплообмена. Лучистая составляющая теплового потока определяется законом Стефана-Больцмана и при заданных температурах греющей среды, материала, геометрических характеристиках агрегата, в котором реализуется технология, зависит от оптических свойств участвующих в теплообмене тел (сред). Возможность управления ими находится в достаточно сжатом диапазоне. Некоторый резерв интенсификации

теплообмена содержится в усилении конвективной составляющей [11].

На практике усиление конвективной составляющей теплообмена обычно достигается за счет повышения скоростей теплоносителей, обдувающих поверхность обрабатываемого материала. В настоящее время в качестве одного из средств усиления теплообмена используют импульсные режимы отопления печей. При этом достигается снижение расхода топлива на величину порядка 10-20%. Некоторая информация о практической стороне реализации таких режимов представлена в литературе [11-15].

Для описания конкретных случаев конвективного теплообмена принято использовать известные, полученные экспериментально критериальные уравнения.

По вычисленному при помощи критериальных уравнений значению критерия Нуссельта определяется искомое значение коэффициента теплоотдачи.

Схема конвективного теплообмена в печах обычно сложнее тех схем, которые использованы при создании конкретных критериальных уравнений, что создает сложности с учетом распределения конвективных составляющих по поверхности тел, расположенных в объеме камеры печи [16, 17]. Актуальной является задача получения критериальных уравнений, описывающих конвективный теплообмен при импульсных режимах подачи теплоносителей.

1.3.4 Совершенствование тепловой работы агрегатов за счет добавления устройств для использования теплоты уходящих газов или их реконструкции

В качестве устройств, позволяющих в некоторой мере использовать теплоту уходящих газов для нагрева воздуха, идущего на горение топлива (а в ряде случаев и топлива),

используются устройства регенеративного или рекуперативного типа [18, 19]. Известен ряд конструкций плавильных и нагревательных агрегатов, в которых применены регенераторы в виде кирпичных насадок Каупера или Сименса. Некоторое повышение эффективности регенераторов достигается за счет использования вращающихся набивных регенераторов или устройств с засыпкой из тел шарообразной формы, однако при этом наблюдается рост их гидравлического сопротивления. В современных агрегатах регенеративные теплообменники практически не находят применения из-за нерациональных потерь топлива, имеющих место при перекидке клапанов, что является неизбежной особенностью использования регенераторов.

Поскольку современные агрегаты, как правило, снабжаются теплообменниками рекуперативного типа, ниже внимание сосредоточено на анализе эффективности их использования. Тепловая эффективность работы рекуператора оценивается при помощи коэффициента рекуперации. Повышение коэффициента рекуперации содержит в себе значительные резервы роста коэффициента использования топлива [20-23]. В силу разнообразия конструкций газовых промышленных печей и параметров их работы невозможно получить единое решение о выборе наилучшего вида рекуператора. Этот выбор определяется с одной стороны параметрами продуктов сгорания (максимальная температура, колебания температуры, уровень запыленности), а с другой стороны особенностями каждой из известных или создаваемых конструкций рекуператоров (теплостойкость, газостойкость, габариты, склонность к засорению и т.д.).

Сегодняшняя ситуация на украинских предприятиях характеризуется в большинстве случаев довольно низкими показателями эффективности рекуператоров. Типовое значение коэффициента рекуперации для нагревательных печей составляет 0,2-0,3. При этом ряд печей вообще не снабжен рекуператорами.

Среди используемых конструкций рекуператоров преобладают керамические (из стандартных шамотных трубок) и стальные гладкотрубные. Достижение высоких значений коэффициента теплопередачи для названных конструкций невозможно по причине низких значений коэффициентов теплоотдачи от продуктов сгорания к разделительной стенке и от стенки к воздуху. Диапазон реально достигаемых значений коэффициентов теплопередачи в таких рекуператорах достигает 8 -15 Вт/(м²·К), что приводит к необходимости создания больших площадей поверхности теплообмена и соответственно значительных габаритов рекуператора на каждую единицу переданного тепла.

Задача уменьшения габаритов рекуператора, таким образом, сводится к увеличению значения коэффициента теплопередачи, которое может достигаться либо за счет увеличения коэффициентов теплоотдачи от газообразных сред, либо за счет оребрения поверхности. Каждое из этих мероприятий при прочих равных условиях приводит к увеличению гидравлического сопротивления устройства.

Энергоэффективность рекуператора определяется при помощи энергетического коэффициента, представляющего собой отношение переданного тепла к количеству энергии, затраченному на перемещение воздуха и продуктов сгорания. При прочих равных условиях более эффективной оказывается конструкция с большим значением энергетического коэффициента [24]. Сегодня выбор оптимальной конструкции рекуператора в каждом конкретном случае не является окончательно решенной задачей.

Особое внимание в работе [18] уделено игольчатым рекуператорам с односторонним и двухсторонним оребрением.

В ряде современных работ рассмотрено несколько новых конструкций рекуператоров: струйный рекуператор, рекуператор

типа труба в трубе с винтовым ребром, рекуператор типа диффузор-конфузор.

1.4 Решение задачи повышения качества тепловой обработки материалов

Под качеством тепловой обработки принято понимать степень соответствия реальных параметров температурного поля обрабатываемого материала в течение всего периода обработки конкретным требованиям, позволяющим получить требуемые кондиции материала: расплавление или затвердевание материала с заданной скоростью, достижение заданного распределения температур по объему тела, не превышение термическими напряжениями допустимого уровня, отсутствие трещинообразования и т.д.

Таким образом, задача достижения заданного уровня качества тепловой обработки материалов распадается на две подзадачи:

- определение рациональных (оптимальных) параметров температурного поля и параметров теплового воздействия, которые позволяют их достичь [25];

- обеспечение поддержания заданных параметров теплового воздействия в течение реального процесса тепловой обработки [26, 27].

Сегодня одним из самых эффективных инструментов решения первой подзадачи является метод математического моделирования. В основе математической модели лежит дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности с соответствующими условиями однозначности [28, 29]. При этом возможны прямая и обратная постановки задачи. При прямой постановке задачи определяется какое температурное поле будет иметь место при заданных параметрах теплового воздействия. Обратная задача позволяет определить параметры

теплового воздействия (тепловые потоки, поле температур греющей или охлаждающей среды), обеспечивающие заданное температурное поле.

Вторая подзадача сегодня решается средствами АСУ ТП, при этом важное место в этой системе может занимать математическая модель теплового процесса.

Под математической моделью процесса понимают либо вообще какой-нибудь набор расчетных зависимостей, позволяющих определять параметры функционирования устройства или технологии при заданных факторах, либо набор дифференциальных уравнений, описывающих изучаемые процессы. Сегодня термин математическое моделирование все больше начинают относить к работе с дифференциальным описанием процессов. В противном случае целесообразнее говорить о расчетной методике.

Анализ математических моделей процессов тепловой обработки материалов в различных технологиях показал, что все они базируются на решении либо одного дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности, либо этого уравнения в комбинации с другими дифференциальными уравнениями, описывающими процессы, оказывающие существенное влияние на решение тепловой задачи (например, динамики жидкости) или качество материала (например, уравнения, описывающие напряженно-деформированное состояние материала).

Ниже рассмотрены подходы к математическому моделированию некоторых процессов тепловой обработки материалов.

Расчеты и математическое моделирование процессов нагрева и охлаждения материалов

Нагрев заготовок в печах представляет собой сложный теплообменный процесс, включающий в себя передачу тепла от греющей среды, как правило, продуктов сгорания топлива, путем

излучения и конвекции к поверхности нагреваемого материала и распределение тепла внутри массива заготовок. С точки зрения расчетов процессов нагрева и их математического моделирования речь идет о совместном решении внешней и внутренней задач теплообмена. Аналогичную ситуацию имеем и для охлаждения заготовок, с той только разницей, что тепло отводится от поверхности заготовок к охлаждающей среде.

Известен ряд аналитических методик расчета процессов нагрева и охлаждения металла в печах, которые базируются на методике И.Д. Семикина и результатах аналитического решения дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности, систематизация которых позволила получить вспомогательные коэффициенты для методики [30-31].

С точки зрения аналитических методик, тела разделяются на термически тонкие и термически массивные в зависимости от соотношения сопротивлений внутреннему и внешнему теплообмену. При нагреве или охлаждении термически тонких тел по их толщине не формируется значительного температурного перепада.

Аналитические методики ориентированы на изучение тепловой обработки тел простой формы: бесконечной плиты, цилиндра с бесконечной высотой или шара. Поскольку реальные тела отличаются от простейших форм, на практике имеет место замена.

Поскольку в высокотемпературных печах преобладает лучистый теплообмен, основой аналитических методик является описание этого вида теплообмена [32]. Закономерности лучистого теплообмена в печах носят очень сложный характер, так как тепло от продуктов сгорания передается в виде лучистого теплового потока как на поверхность металла, так и футеровки, а те в свою очередь также обмениваются теплом. В связи с этим вводится понятие приведенного коэффициента излучения для системы тел, который бы позволял при помощи закона Стефана-

Большманна определить плотность результирующего теплового потока на поверхность металла. Так, для печей проходного типа выделяют систему тел «газ-кладка-металл», а искомый тепловой поток определяется как:

$$q = C_{г.к.м.} \cdot \left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_n}{100} \right)^4 \right],$$

где T_g , T_n – действующая температура продуктов сгорания и температура поверхности обрабатываемого материала, К;

$C_{г.к.м.}$ – приведенный коэффициент излучения для системы тел газ-кладка-металл, Вт/(м²·К⁴).

Для лучистого теплообмена в зонах методических печей приведенный коэффициент излучения определяется как:

$$C_{г.к.м.} = C_0 \cdot \varepsilon_m \frac{\omega + 1 - \varepsilon_g}{[\varepsilon_m + \varepsilon_g \cdot (1 - \varepsilon_m)] \cdot \frac{1 - \varepsilon_g}{\varepsilon_g} + \omega},$$

где ε_m – степень черноты поверхности обрабатываемого материала;

ε_g – степень черноты продуктов сгорания;

ω – степень развития кладки (приблизительно вычисляется как отношение суммарной внутренней поверхности всех стенок и свода печи к воспринимающей излучение поверхности материала).

Продолжительность нагрева материала определяется при помощи формулы Семикина (метод тепловой диаграммы):

$$\tau = \frac{R \cdot \rho \cdot (i_2 - i_1)}{k_1 \cdot q},$$

где R – расчетная толщина заготовки, м;

ρ – плотность нагреваемого материала, кг/м³;

i_1 , i_2 – среднemasсовая энтальпия нагреваемого материала в начале и конце периода нагрева, кДж/кг;

k_1 – коэффициент материальной нагрузки, зависит от формы обрабатываемых тел;

\bar{q} – средняя плотность теплового потока в процессе нагрева, Вт/м².

Для отслеживания качества нагрева и возникающих в материале термических напряжений необходимо иметь информацию о зависимости температурного перепада по сечению тела от падающего на поверхность материала теплового потока:

$$\Delta t = \frac{q \cdot R}{k_2 \cdot \lambda(t)}, \quad (1.1)$$

где k_2 – коэффициент усреднения теплового потока по сечению тела, определяется в зависимости от формы тела и режима нагрева;

$\lambda(t_{cm})$ – коэффициент теплопроводности материала, выбранный в зависимости от среднемассовой температуры тела, Вт/(м·К).

Сущность зависимости (1.1) такова, что вычисления с ее помощью могут быть организованы только по итерационной схеме.

В рамках аналитического расчета необходимо установление связи между температурами поверхности тела (t_n), середины тела (t_c) и среднемассовой температурой (t_{cm}):

$$\Delta t_{cm} = t_n - \frac{k_3 - 1}{k_3} \cdot \Delta t, \quad t_n = t_c + \Delta t, \quad (1.2)$$

где k_3 – коэффициент усреднения температуры, определяется в зависимости от формы тела и режима нагрева.

Вычисления по зависимостям (1.2) также реализуются в рамках итерационной процедуры.

Существуют также аналитические методики для расчета ряда других операций тепловой обработки материалов в печах [31].

Однако использование аналитических методик сопряжено с рядом недостатков [33]:

- определение приведенных коэффициентов излучения, интегрально описывающих теплообмен в камере или зоне печи, и выделение единой температуры греющего источника (например, продуктов сгорания) для всего участка могут приводить к погрешности порядка 20-25%;

- в результате расчета определяются только три температуры в плоскости поперечного сечения заготовки (температура центра, поверхности и среднemasсовая температура). Конечно, на основании этих величин можно формировать представление о температурном поле заготовки в целом, однако на практике удобнее иметь полную картину распределения температур по сечению заготовки;

- для расчета используются теплофизические свойства материала, определенные для его среднemasсовой температуры, что может приводить к погрешности определения температур конкретных точек в массиве заготовки;

- практически нет информации о подходах к расчету таких операций как выравнивание температурного поля заготовок после нагрева или охлаждения, которые встречаются в практике термообработки, а также, по мнению автора, в дополнительной проработке нуждаются подходы к расчету охлаждения заготовок с печью и воздушного охлаждения.

Использование метода математического моделирования температурного поля заготовки решает вышеуказанные проблемы. Температурное поле определяется для узлов сетки, условно нанесенной на расчетное сечение заготовки (при достаточном числе узлов получаем практически сплошную кривую). Имеется возможность учета теплофизических свойств в зависимости от локальных значений температуры. В основе математической модели нагрева-охлаждения материалов в печах

лежит дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности [25].

В общем случае дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности записывается следующим образом:

$$\rho \cdot c \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau} = \operatorname{div}(\lambda \cdot \operatorname{grad} t),$$

где ρ – плотность подвергающегося тепловой обработке материала, кг/м³;

c – теплоемкость материала, Дж/(кг·К);

λ – коэффициент теплопроводности изучаемого материала, Вт/(м·К).

Задание граничных условий теплообмена в печи при этом представляет собой сопряженную задачу внутреннего и внешнего теплообмена [28, 29]. Распределение температур в обрабатываемых телах зависит от лучистой [32] и конвективной составляющих теплового потока [34], падающего на поверхность тел. В то же время величины этих потоков зависят не только от распределения температур по внутренней поверхности футеровки, но и от распределения температур по поверхности тел. Так, для лучистого теплообмена температура поверхности тела входит в выражение закона Стефана-Больцмана, а для конвективного теплообмена – эта величина определяет параметры пограничного слоя и соответственно значение коэффициента конвективной теплоотдачи и входит в выражение закона Ньютона-Рихмана. Для обеспечения сопряженного (совместного) решения задач внутреннего и внешнего теплообмена на каждом временном слое используется итерационная схема, состоящая из следующих этапов [29]:

1. Задание начального приближения для распределения температуры по поверхности тела;

2. Решение задачи внешнего теплообмена, устанавливающее распределение плотности теплового потока по поверхности, соответствующее заданному распределению температуры;
3. Решение задачи внутреннего теплообмена, устанавливающее распределение температуры в теле (в том числе и на поверхности), соответствующее распределению плотности теплового потока, полученному на предыдущем шаге;
4. Сопоставление определенного распределения температуры по поверхности тела (шаг 3) с заданным изначально (шаг 1) и вычисление разницы температур для каждой точки на поверхности тела. В случае, если хотя бы для одной точки расхождение температур превышает заданную погрешность расчета, итерационная процедура повторяется – распределение температур, полученное на шаге 3, задается в качестве исходного на шаге 1 – до достижения такого состояния, при котором разница температур для каждой точки поверхности тела (заданной для расчета параметров внешнего теплообмена и рассчитанной) будет меньше заданной погрешности.

Реализация второго шага предложенной итерационной процедуры реализуется при помощи классического зонального метода для расчета лучистого теплообмена, или при помощи резольвентного зонального метода, или путем расчета сложного теплообмена зональным методом [29]. Необходимым этапом решения задачи внешнего теплообмена при помощи любого из этих способов является дискретизация задачи – разбиение поверхностей тел и газового объема, участвующих в теплообмене, на отдельные участки с последующим усреднением всех величин в пределах участка. Различие способов описания теплообмена для поверхностных и объемных зон создает значительные неудобства. Поэтому принято полагать, что участие в теплообмене принимает не сам газ, а ограничивающая

его воображаемая поверхность. Этой поверхности необходимо приписать определенную температуру и радиационные свойства таким образом, чтобы ее излучение было эквивалентно излучению газового объема [29].

Задача ставится так, чтобы для каждой зоны была задана одна из величин: либо температура поверхности (зона I-го рода), либо плотность результирующего излучения (зоны II-го рода). Вторая величина является неизвестной, в результате решения задачи она должна быть найдена для каждой зоны. Для этого строится система зональных уравнений. В результате строгое математическое описание внешнего теплообмена заменяется приближенной математической моделью, представленной системой алгебраических уравнений. Решение, получаемое зональными методами, естественно, является приближенным, но его можно получать с любой точностью, выбирая размеры зон достаточно малыми.

Классический зональный метод

Согласно классическому зональному методу формируется следующая система зональных уравнений:

$$\text{Для поверхностных зон I-го рода: } Q_i^{\text{эф}} = R_i \sum_k Q_k^{\text{эф}} \cdot \varphi_{ki} + Q_i,$$

$$\text{Для поверхностных зон II-го рода: } Q_i^{\text{эф}} = \sum_k Q_k^{\text{эф}} \cdot \varphi_{ki} - Q_i^p,$$

$$\text{Для объемных зон I-го рода: } Q_i^{\text{эф}} = Q_i,$$

$$\text{Для объемных зон II-го рода: } Q_i^{\text{эф}} = A_i \cdot \sum_k Q_k^{\text{эф}} \cdot \varphi_{ki} - Q_i^p,$$

где $Q_i^{\text{эф}}$, Q_i , Q_i^p – эффективный поток излучения, поток собственного излучения, поток результирующего излучения i -ой зоны соответственно;

R_i – отражательная способность i -ой зоны;

φ_{ki} – обобщенный угловой коэффициент, отражающий вклад эффективного излучения k -ой зоны в лучистый поток, падающий на i -ю зону.

Если коэффициенты, входящие в уравнения (поглощательные и отражательные способности, степени черноты) не зависят от температуры поверхности зон, то система уравнений является линейной относительно искомых потоков и решается в общем виде.

Таким образом, наиболее удобно использование классического зонального метода для систем с диатермичной средой. Однако, в общем случае система зональных уравнений является нелинейной из-за наличия существенной связи между лучистыми характеристиками объемных зон и температурой. Если в системе имеются объемные зоны второго рода, температура которых заранее неизвестна, для решения системы зональных уравнений приходится применять метод итераций, задавая в начальном приближении температуру этих зон и определяя для нее коэффициенты поглощения газа в пределах этих зон.

Одним из основных этапов постановки задачи для классического зонального метода является описание связи потока излучения, падающего на некоторую зону, с эффективными потоками излучения остальных зон. Такая связь устанавливается при помощи обобщенных угловых коэффициентов, характеризующих взаимное расположение зон в пространстве и частичное поглощение излучения газовыми зонами.

Резольвентный зональный метод

Данный метод использует единообразное описание характеристик всех зон, как поверхностных, так и объемных [29]. В рамках этого метода основой зональных уравнений является соотношение, устанавливающее связь результирующих и собственных потоков. При таком подходе понятие потока эффективного излучения является излишним, поэтому вместо обычных угловых коэффициентов, связывающих потоки падающего и эффективного излучений, вводится понятие

разрешающего углового коэффициента, связывающего падающие потоки непосредственно с потоками собственного излучения.

Таким образом, система зональных уравнений при работе по резольвентному методу выглядит следующим образом:

для зон I-го рода, как поверхностных, так и объемных:

$$Q_i^p = A_i \sum_k Q_k \cdot \psi_{ki} - Q_i;$$

для зон II -го рода, как поверхностных, так и объемных:

$$Q_i = A_i \sum_k Q_k \cdot \psi_{ki} - Q_i^p,$$

где ψ_{ki} – разрешающий обобщенный угловой коэффициент, выражающий вклад собственного излучения k-ой зоны в лучистый поток, падающий на i-ю зону, при этом учитывается, что собственное излучение k-ой может достигать i-ю зону как непосредственно, так и после многократных отражений от поверхностных зон и поглощений в газовом объеме.

Единообразное описание свойств поверхностных и объемных зон в рамках резольвентного метода приводит к тому, что система зональных уравнений распадается на две подсистемы: для зон I-го рода и зон II-го рода. Поскольку выражения I-ой подсистемы представляют собой явные выражения, решение задачи сводится к рассмотрению второй подсистемы.

Расчет сложного теплообмена зональным методом

Несмотря на то, что для высокотемпературных агрегатов преобладает лучистый теплообмен, при повышенных требованиях к точности моделирования необходимо учитывать конвективную составляющую теплообмена. Вид системы зональных уравнений зависит от того, какой из методов, зональный классический или резольвентный, взят за основу для учета лучистого теплообмена. Так, для случая использования зонального резольвентного метода имеем:

$$\text{для зон I-го рода: } \check{Q}_i = \sum_k (a_{ki} \cdot T_k^4 + g_{ki} \cdot T_k) + g_i^0;$$

для зон II-го рода: $\sum_k (a_{ki} \cdot T_k^4 + g_{ki} \cdot T_k) + g_i^0 - \check{Q}_i = 0$,

где \check{Q}_i – результирующий поток, падающий на i -ю зону, формирующийся по лучистому и конвективному механизмам;

a_{ki} , g_{ki} – коэффициенты, определяющие вклад k -ой зоны в лучистую и конвективную составляющие теплового потока на i -ю зону;

g_i^0 – сумма слагаемых, не зависящих от зональной температуры.

Идентификация математических моделей

Задача идентификации систем с распределенными параметрами состоит в определении функций, описывающих изменение параметров модели по пространственно-временным координатам на основании имеющихся экспериментальных данных о технологическом процессе [25]. Выделяют задачи начальной и оперативной идентификации. В случае начальной настройки параметров речь идет о решении обратной задачи теплопроводности, которая в классическом смысле является некорректной, так как малые погрешности измерения величин по модели (например, температуры поверхности материала) приводят к достаточно большим отклонениям в искомым решениях.

Существуют различные способы получения устойчивых решений некорректно поставленных задач [25, 35, 36]. Простейшим и широко распространенным в инженерной практике является метод подбора. Например, для изучения нагрева металла в проходной печи, коэффициенты излучения принимаются постоянными в пределах каждой зоны и подбираются так, чтобы минимизировать невязку между измеренными и расчетными значениями температуры. Однако предположение о постоянстве приведенных коэффициентов излучения является довольно ограничивающим варианты теплообмена в реальном агрегате и возможность его

использования следует дополнительно исследовать и подтверждать.

Известен также метод регуляризации, который позволяет получить решение без жестких ограничений на вид функции, описывающей изменение искомой величины в изучаемом пространстве, например, коэффициентов излучения по длине зоны теплообмена. Распределение искомым величин отыскивается путем минимизации регуляризующего функционала. Структурно регуляризующий функционал состоит из двух частей: первая оценивает величину невязки между измеренной и расчетной температурой, вторая предназначена для стабилизации получаемого решения. Так, для методической нагревательной печи в работе [25] предложена следующая зависимость:

$$I(\sigma) = \int_0^{\tau_H} \int_0^s [T(x, \tau) - T^*(x, \tau)]^2 dx dy + \alpha \Omega[\sigma_1(\tau), \sigma_2(\tau)],$$

где $T(x, \tau)$ – расчетная температура, получаемая в результате решения прямой задачи теплопроводности, для точки на поверхности заготовки с координатой x в момент времени τ ;

$T(x, \tau)^*$ – результат измерения температуры на поверхности заготовки;

α – параметр регуляризации ($\alpha > 0$);

$\sigma_1(\tau), \sigma_2(\tau)$ – распределение коэффициентов излучения для верхней и нижней зон печи;

$\Omega[\sigma_1(\tau), \sigma_2(\tau)]$ – стабилизирующий функционал.

Еще одним методом решения ОЗТ является метод сплайн-аппроксимации искомым функций [25]. Для его выполнения необходимо удовлетворение требования гладкости аппроксимирующей зависимости. Суть метода состоит в представлении искомым функций в виде сплайнов на исследуемом временном отрезке. Так, для коэффициентов излучения нагревательной печи имеем:

$$\sigma(\tau) = \sum b_i \cdot f_i(\tau).$$

То есть, имеем решение экстремальной задачи, заключающейся в минимизации интегрального функционала невязки по коэффициентам сплайна b_i :

$$I(b_1, b_2, \dots, b_i) = \int_0^{\tau_H} \sum_i [T(x_i, \tau) - T^*(x_i, \tau)]^2.$$

Алгоритмы оперативной настройки параметров математической модели

Иногда после начальной настройки необходимо обеспечить адаптацию параметров модели в реальном времени, используя минимальное количество точек измерения температуры поверхности материала [25]. Такие алгоритмы могут быть основаны на методе стохастической аппроксимации. Суть метода заключается в том, что через некоторые промежутки времени измеряется температура поверхности материала в определенной точке по длине печи. В управляющей вычислительной машине параллельно процессу нагрева идет его моделирование с помощью математической модели. По отклонениям измеренной температуры от рассчитанной подстраиваются параметры модели таким образом, чтобы свести названное отклонению к нулю. Так, для подстройки значений коэффициентов излучения верхней и нижней зон методической нагревательной печи в работе [25] предложена следующая зависимость:

$$\Delta\sigma_i = k_i [T_i^*(l^*, x^*, \tau) - T_i(l, x, \tau)];$$

$$\sigma_1^i(\tau) = \sigma_1^i(\tau) + \Delta\sigma_i;$$

$$\sigma_2^i(\tau) = \sigma_2^i(\tau) + \Delta\sigma_i,$$

где $T_i^*(l^*, x^*, \tau)$ – измеренная температура;

l^*, x^* – координаты съема температуры металла в печи;

$T_i(l, x, \tau)$ – расчетная по модели температура;

k_i – элемент из последовательности чисел, которая берется на основании метода стохастической аппроксимации.

Применение систем АСУ ТП для снижения энергоемкости продукции и повышения ее качества

Существенная экономия энергоресурсов и повышение качества продукции может быть достигнуто за счет внедрения систем АСУ ТП.

Результаты анализа и обобщения типовых целей создания систем АСУ ТП и достигаемых результатов приведены в работе [37]:

- управление качеством продукции – 32%;
- энергосбережение и экономия ресурсов – 25%;
- обеспечение безопасности процессов – 14%;
- обеспечение заданной производительности – 12%;
- помощь обслуживающему персоналу в управлении – 11%;
- другие цели – 6%.

С точки зрения процессов тепловой обработки материалов, проблема создания эффективной АСУ имеет две составляющие:

- определение оптимальных режимов тепловой обработки материалов;
- автоматическое поддержание оптимальных режимов тепловой обработки.

Зачастую первая составляющая представляет большие сложности и для своего решения требует проведения большого объема исследовательских работ при помощи натуральных экспериментов, методов математического и физического моделирования.

Относительно второй составляющей важно отметить, что сегодня задачей системы АСУ ТП является не только поддержание заданных параметров тепловой обработки, но и предупреждение аварийных ситуаций. Так, для процессов тепловой обработки материалов система АСУ ТП должна нести в себе функцию теплового мониторинга, т.е. отслеживания всех величин, которые могут напрямую или косвенно повлиять на протекание тепловых процессов, вносить соответствующие

коррективы в управляющие факторы и прогнозировать отклонение процессов от нормы.

Все большую роль в создании систем АСУ ТП играют методы математического моделирования [25]. Вообще целью математического моделирования тепловых процессов могут служить:

- исследование закономерностей и свойств процесса (гносеологическое моделирование);
- разработка системы управления процессом с использованием модели и моделирования;
- непосредственное использование модели в системе управления.

Сегодня наряду с первой целью, в рамках которой решается задача выбора оптимальных режимов тепловой обработки, динамично развивается направление использования математического моделирования как вспомогательного или базового элемента систем управления [25]. На каждой из целей к математическим моделям предъявляются различные требования. Так, для проведения гносеологических исследований важен наиболее полный учет всех особенностей процесса [38, 39], но это иногда приводит к получению настолько сложных моделей, что они могут быть реализованы только с помощью суперкомпьютеров. Непосредственное использование математических моделей в системах управления, напротив, лимитирует время счета, при этом необходимо, чтобы в машинном времени процесс просчитывался быстрее, чем он протекает реально.

1.5 Выводы

Одним из наиболее весомых рычагов снижения себестоимости продукции является уменьшение ее энергоемкости. Эта задача может быть решена в результате целенаправленной деятельности по энергетическому

менеджменту всех этапов производства. Для наиболее энергоемких отраслей промышленности существенное снижение удельного расхода энергии достигается за счет совершенствования процессов тепловой обработки материалов.

В иерархии мероприятий по повышению энергоэффективности верхняя часть относится к задачам по использованию вторичных энергетических ресурсов и реализации инвестиционных проектов по реконструкции старых или внедрению новых технологических агрегатов и технологий, позволяющих реализовывать ресурсоэнергосберегающие режимы производства продукции. Имеется много примеров успешного решения задач такого рода. Например, среди наиболее перспективных проектов по реконструкции печных агрегатов можно выделить следующие:

- реконструкция изоляционных конструкций высокотемпературных агрегатов при помощи керамоволокнистых материалов;

- замена рекуператоров печных агрегатов с целью повышения коэффициента рекуперации и экономии топлива;

- внедрение импульсных технологий отопления печных агрегатов;

- управление технологическими процессами при помощи систем АСУ ТП, несущих функцию теплового мониторинга.

Несмотря на наличие примеров успешного решения задач такого рода, в каждом конкретном случае целесообразно силами теплотехнической лаборатории или центра энергоменеджмента предприятия проанализировать возможные варианты решения задачи и даже в случае, если работы будут выполняться представителями других компаний, самостоятельно и осознанно сделать выбор. Критерием выбора является сравнение технико-экономических показателей проектов, например, сроков окупаемости. При этом необходимо создание вспомогательных подходов для анализа эффективности различных вариантов. В

ряде случаев, например, для импульсного отопления необходимо проведение дополнительных исследований по изучению влияния различных факторов (частота, амплитуда пульсации и т.д.) на показатели процесса тепловой обработки материалов.

Одними из основных рычагов повышения качества тепловой обработки материалов в классических или в перспективе осваиваемых технологиях тепловой обработки материалов являются выработка оптимальных режимов тепловой обработки и их практическая реализация. Первая задача сегодня, как правило, решается при помощи метода математического моделирования или расчетных аналитических методик, вторая – при помощи систем автоматического управления технологическими процессами. Сегодня и в этой области наметилась тенденция привлечения математического моделирования либо на этапе разработки систем АСУ ТП, либо для непосредственного участия в системе автоматического управления.

Использование аналитических методик для изучения и оптимизации процессов тепловой обработки материалов в печах характеризуется простотой, высокой скоростью и устойчивостью вычислений.

Однако использование аналитических методик сопряжено с рядом недостатков: возможность возникновения достаточно высокой погрешности расчета в связи с усреднением ряда величин, ограниченность информации о температурном поле тел, подвергающихся тепловой обработке и т.д.

Указанные недостатки решаются при использовании метода математического моделирования.

Математические модели процессов тепловой обработки материалов базируются на дифференциальном уравнении нестационарной теплопроводности.

Особенностью моделирования процессов тепловой обработки материала в печах является необходимость в общем случае решения задачи сопряженного теплообмена, когда на

каждом шаге по времени приходится решать не только внутреннюю задачу, соответствующую работе с конечно-разностным аналогом дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности, но и задачу внешнего теплообмена, соответствующую решению системы зональных уравнений. Эти подходы на сегодня проработаны глубоко, но при этом решение задачи получается достаточно громоздким.

Наметилось направление, при котором граничные условия теплообмена в печах задаются (подстраиваются) при помощи начальной или оперативной настройки на основании результатов замеров температуры ряда точек на поверхности нагреваемых тел, что сопряжено с использованием методов решения обратных задач теплопроводности и стохастической аппроксимации соответственно. В этом случае решение сопряженной задачи теплообмена в части задачи внешнего теплообмена значительно упрощается, так как вместо решения системы зональных уравнений имеем непосредственное задание граничных условий, определенных с использованием результатов замеров температуры поверхности материала в печи.

Дополнительным ресурсом углубленного изучения процессов тепловой обработки материалов является введение новых величин и критериев, характеризующих динамику изменения состояния заготовки. Особенно интересным является получение такой дополнительной информации с помощью обычной математической модели, основанной на решении дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности.

Использование математического моделирования для углубленного изучения процессов в принципе может быть реализовано в двух направлениях:

– проведение численных экспериментов (решение прямой задачи), когда в качестве исходных данных задаются параметры

процесса (расходы теплоносителей, производительность и т.д.), а в качестве результата получаем температурное поле материала;

– решение обратной задачи, для которой заданные характеристики температурного состояния материала являются исходными данными, а в результате решения определяются параметры реализации тепловой обработки.

Решение обратных задач в общем случае приводит к достаточно серьезным трудностям методического, алгоритмического и вычислительного характера. Поэтому на практике для решения задач оптимизации вместо единократного решения обратной задачи используется прострел возможной области изменения параметров технологии (в их различных комбинациях) с анализом полученных характеристик температурного поля и выбором наилучшего варианта.

Существенным аспектом повышения эффективности систем АСУ ТП для управления процессами тепловой обработки материалов является совершенствование теплового мониторинга технологий. Получаемая информация предоставляет возможность избежать появления аварийных ситуаций или помогает системе подобрать рациональные (оптимальные) параметры тепловой обработки.

2 ОСНОВЫ ПОСТРОЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ИЗУЧЕНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОВОЙ ОБРАБОТКИ МАТЕРИАЛОВ В ПЕЧАХ

2.1 Общие положения

В данном разделе создана математическая модель тепловой обработки материалов в печах, которая может быть использована как для изучения процессов нагрева и термической обработки металлов, так и любых других материалов. В основу разработанной математической модели положены известные положения, кратко рассмотренные в литературном обзоре, и предложенные автором подходы.

В качестве объектов изучения рассматриваются пламенные печи, хотя многие разработанные элементы моделирования в той или иной мере могут быть использованы для рассмотрения тепловой обработки материалов в электрических печах (индукционный нагрев, муфельный нагрев, печи сопротивления и т.д.). Кроме того, для расширения функциональных возможностей разрабатываемой математической модели предусматривается возможность учета наложения различных физико-химических процессов на решение тепловой задачи.

В общем случае попытка учета всех явлений, сопутствующих тепловым процессам и ими определяемых, для произвольной задачи приводит к тому, что математическая формулировка может включать в себя не только дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности, но и другие фундаментальные уравнения или их системы:

- уравнение диффузии Фика;

– систему уравнений гидродинамики (Навье-Стокса и неразрывности) для получения поля скоростей сред, контактирующих с изучаемыми твердыми телами снаружи или изнутри (например, при затвердевании слитков);

– систему уравнений, описывающих напряженно-деформированное состояние изучаемых тел.

В ряде работ приводятся данные о результатах создания математических моделей для решения теплообменных задач с участием твердой фазы в постановке содержащей несколько дифференциальных уравнений [38]. Такой подход, повышая точность и информативность исследования, приводит к значительному усложнению задачи с алгоритмической точки зрения и загрузки вычислительных ресурсов.

Сегодня по этому пути идут либо представители научных школ, традиционно специализировавшихся на решении задач такого рода, либо исследователи, использующие стандартные специализированные пакеты [38, 39].

В данной работе решается задача создания универсальных основ построения математических моделей тепловой обработки материалов в печах, базирующихся на решении только дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности. Это уравнение задается для описания распределения температур внутри рассматриваемого объема, представленного только твердой фазой или сочетанием жидкой, двухфазной и твердофазной областей (внутренняя задача), находящегося в условиях конвективного или лучистого теплообмена с окружающей средой, особенности которого учитываются в результате решения внешней задачи теплообмена при помощи зональных методов или на основании экспериментальных данных.

2.2 Математическая формулировка модели процессов тепловой обработки материалов в печах

2.2.1 Дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности

В общем виде дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности с внутренними источниками тепла записывается как [40]:

$$\rho \cdot c \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau} = \operatorname{div}(\lambda \cdot \operatorname{grad} t) + F.$$

Слагаемое F соответствует внутренним источникам или стокам тепла и в общем случае является функцией координат и времени. Наличие этого слагаемого позволяет предусмотреть возможность различных тепловых эффектов, таких как плавление, затвердевание, тепловой эффект химической реакции, тепловыделение при протекании электрического тока и т.д.

Поскольку на практике приходится решать тепловые задачи для тел различной формы, ниже приведены записи дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности в трехмерной постановке для различных систем координат.

Для параллелепипеда дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности записывается в прямоугольной системе координат как:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho c} \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \right) + F(x, y, z, \tau), \quad (2.1)$$

где x, y, z – координаты, отсчитываемые вдоль одноименных осей в прямоугольной декартовой системе координат (здесь и далее принято, что оси Y и Z лежат в поперечной плоскости, а ось X является продольной).

Для цилиндра имеем запись дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности в цилиндрической системе координат:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + F(\varphi, r, z, \tau), \quad (2.2)$$

где r – координата, отсчитываемая вдоль радиус-вектора;
 φ – полярный угол, полюс для отсчета которого для каждого поперечного сечения находится в точке его пересечения с продольной осью, рад;

z – продольная координата, отсчитываемая вдоль высоты, проведенной через центр основания цилиндра.

В сферических координатах дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности записывается как:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial \mu} \left[(1 - \mu^2) \cdot \frac{\partial t}{\partial \mu} \right] + \frac{1}{r^2 \cdot (1 - \mu^2)} \cdot \frac{\partial^2 t}{\partial \psi^2} \right) + F(r, \theta, \psi, \tau), \quad (2.3)$$

где $\mu = \cos(\Theta)$;

Θ, ψ – полярные углы, характеризующие ориентацию радиус-вектора.

2.2.2 Отработка подходов для учета наложения различных физико-химических явлений на решение тепловой задачи

Существуют различные подходы для учета наложения физико-химических явлений на изучаемые процессы тепловой обработки материалов. Две основных методологии таковы: первая предполагает введение понятия эффективной теплоемкости, когда тепловой эффект определенным образом относится к величине диапазона температур, в котором протекает процесс; второй подход применяется для случаев, когда предполагается протекание процесса при постоянной температуре, например, плавление и затвердевание чистых

веществ, и заключается в учете движения межфазной границы при помощи следующих соотношений [25]:

$$\lambda_1 \cdot \frac{\partial t_1(R_{-0}, \tau)}{\partial r} - \lambda_2 \cdot \frac{\partial t_2(R_{+0}, \tau)}{\partial r} = \rho_1 \cdot q \cdot (t - t^*) \cdot \frac{dR}{d\tau},$$

где t_1, t_2 – температурные поля в массиве материала по разные стороны от фронта преобразования;

$R(\tau)$ – положение межфазной границы;

ρ_1 – плотность материала до преобразования, кг/м³;

q – эндотермический эффект рассматриваемого физико-химического процесса;

t^* – температура начала преобразования.

Поскольку в данной работе речь идет о разработке единой платформы для моделирования тепловых процессов обработки материалов в печах, необходимо определиться с единообразным подходом для учета всех возможных явлений и процессов, сопутствующих тепловой задаче. В качестве такового выбрано использование концепции эффективной теплоемкости. При этом даже в случае, если процесс протекает при постоянной температуре (хотя на практике с такими процессами в чистом виде практически не встречаются), выделение условного узкого температурного диапазона протекания превращения не приведет к значительной погрешности.

В ряде работ проработаны различные законы изменения удельного тепловыделения физико-химического преобразования при использовании концепции эффективной теплоемкости в зависимости от температуры. Показано, что применение нелинейных законов не предоставляет значительного уточнения расчетной информации по сравнению с линейным законом, который наиболее прост в использовании с математической и алгоритмической точек зрения.

Ниже рассмотрены варианты задания эффективной теплоемкости для решения различных задач, при этом более детальные выкладки сделаны для затвердевания и плавления, а

для других задач приводятся конечные выражения для определения эффективной теплоемкости.

2.2.2.1 Затвердевание и плавление тел

Затвердевание внутренних объемов тел может иметь место при тепловой обработке материалов в печах. Так, при посадке слитков с жидкой сердцевиной в нагревательный колодец имеем затвердевание жидкой части слитка в течение нагрева. Чрезмерный нагрев материалов со сравнительно невысокой температурой плавления может привести к оплавлению поверхности нагреваемых тел.

В настоящее время существуют различные подходы к решению задачи затвердевания. Однако в подавляющем большинстве случаев для решения задач затвердевания металлических сплавов используют теорию квазиравновесной двухфазной зоны, развитую в работах В.Т. Борисова [41]. Эта теория не учитывает кинетическое или диффузионное переохлаждение расплава, так как их величины для реальных условий малы. В указанной теории выявлена высокая скорость роста твердой фазы при малых отклонениях от равновесных условий. Это позволяет считать, что твердая и жидкая фаза находятся в равновесии в каждом элементарном объеме двухфазной области. В систему уравнений теории квазиравновесной зоны входят уравнение теплопроводности и переноса массы в жидкой части двухфазной области. Решение этой системы с соответствующими начальными и граничными условиями позволяет определить температурное поле в слитке, поле концентраций и долю жидкой фазы. Однако практическое решение составленной системы уравнений встречает ряд методических трудностей.

В рамках теории квазиравновесной двухфазной зоны существует еще одна модель охлаждения и затвердевания сплава, в основе этой модели лежит дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности, с учетом выделяющейся

теплоты кристаллизации. В ее рамках вводится понятие соотношения твердой и жидкой фаз. Такой подход к изучению тепловых процессов, протекающих при формировании непрерывного слитка, нашел применение в подавляющем большинстве математических моделей кристаллизации. Он также использован в данной работе.

Для учета тепловых эффектов затвердевания или плавления металла плотность внутреннего источника тепла вычисляется как [42]:

$$F = \rho \cdot q_{кр} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial \tau},$$

где $q_{кр}$ – теплота кристаллизации, Дж/кг;

$\omega = \frac{V_{мс}}{V_o}$ – относительное количество твердой фазы ($V_{ТВ}$ и V_o –

объем твердой фазы и полный объем расплава в микрообъеме соответственно);

$\frac{\partial \omega}{\partial \tau}$ – скорость затвердевания расплава.

Величину ω можно рассматривать как относительное количество тепла затвердевания, которое выделилось.

Наиболее простой вариант решения этой задачи основывается на следующей подстановке: $\frac{\partial \omega}{\partial \tau} = \frac{\partial \omega}{\partial T} \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau}$, которая

позволяет ввести в запись дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности величину эффективной теплоемкости. Предположение о равномерном (линейном) законе выделения теплоты затвердевания в интервале ликвидус-солидус дает следующее выражение для определения коэффициента эффективной теплоемкости:

$$c_{эф}(t) = \begin{cases} c_{жс}(t) \text{ при } t > t_l \\ [(c_{мс}(t) + c_{жс}(t))/2 + q_{кр}/(t_l - t_c)] \text{ при } t_c < t < t_l, \\ c_{мс}(t) \text{ при } t < t_c \end{cases} \quad (2.4)$$

где t_p , t_c – температуры ликвидус и солидус соответственно, °С.

По данным ряда исследователей, использование других законов для описания процесса выделения теплоты затвердевания в зависимости от температуры в интервале ликвидус-солидус, например, квадратичного, не приводит к заметному уточнению расчетной информации. Поэтому в большинстве работ и здесь далее используется линейный закон и выражение (2.4).

При решении задачи плавления также целесообразно пользоваться концепцией эффективной теплоемкости и следующей зависимостью:

$$c_{эф}(t) = \begin{cases} [(c_{мс}(t) + c_{жс}(t)) / 2 + q_{кр} / (t_l - t_c)] & \text{при } t_c < t < t_l \\ c_{мс}(t) & \text{при } t < t_c \end{cases} .$$

Вариант $t > t_l$ в данном случае не рассматривается, так как области с такой температурой считаются выведенными из рассматриваемого объема, для которого решается дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности и включаются в область решения внешней задачи. Особенности такого подхода будут рассмотрены ниже при анализе задания геометрических условий.

Таким образом, учет явления затвердевания или плавления тел достигается за счет введения в запись дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности эффективной теплоемкости $c_{эф}(t)$ вместо $c(t)$.

2.2.2.2 Высушивание материалов

В случае моделирования высушивания материала для задания коэффициента эффективной теплоемкости используется следующее выражение:

$$c_{эф}(t) = \begin{cases} c_{вл}(t) & \text{при } t < t_{нач}^{суш} \\ \frac{c_{вл}(t_{нач}^{суш}) + c_{сух}(t_{кон}^{суш})}{2} + \frac{W \cdot q_{исп}}{t_{кон}^{суш} - t_{нач}^{суш}} & \text{при } t_{нач}^{суш} < t < t_{кон}^{суш}, \\ c_{сух}(t) & \text{при } t > t_{кон}^{суш} \end{cases}$$

где $c_{вл}(t), c_{сух}(t)$ – зависимость теплоемкости влажного и сухого материала соответственно от температуры, Дж/(кг·К);

$t_{нач}^{суш}, t_{кон}^{суш}$ – температуры начала и конца процесса сушки соответственно, °С;

W – исходная влажность высушиваемого материала, масс %;

$q_{исп}$ – теплота испарения влаги, Дж/кг.

2.2.2.3 Разложение соединений

В случае моделирования разложения соединений для задания коэффициента эффективной теплоемкости используется следующее выражение:

$$c_{эф}(t) = \begin{cases} c_{не\ разл}(t) & \text{при } t < t_{нач}^{разл} \\ \frac{c_{не\ разл}(t_{нач}^{разл}) + c_{разл}(t_{кон}^{разл})}{2} + \frac{B \cdot q_{разл}}{t_{кон}^{разл} - t_{нач}^{разл}} & \text{при } t_{нач}^{разл} < t < t_{кон}^{разл}, \\ c_{разл}(t) & \text{при } t > t_{кон}^{разл} \end{cases}$$

где $c_{не\ разл}(t), c_{разл}(t)$ – зависимость теплоемкости неразложенного и разложенного материала соответственно от температуры, Дж/(кг·К);

$t_{нач}^{разл}, t_{кон}^{разл}$ – температуры начала и конца процесса разложения соответственно, °С;

B – исходная доля разлагаемого вещества в обрабатываемом материале, масс %;

$q_{разл}$ – теплота разложения, Дж/кг.

2.2.2.4 Химическая реакция, не лимитируемая поступлением реагентов

Речь идет о преобразовании, полностью определяемом температурным состоянием материала. Это случай, когда реагенты в нужной пропорции были перемешаны и материал подвергается прогреву для реализации предусмотренной химической реакции. Примером такой реакции может служить металлизация окатышей. В этом случае значение коэффициента эффективной теплоемкости задается следующим образом:

$$c_{эф}(t) = \begin{cases} c_{до\ реакц}(t) & \text{при } t < t_{нач}^{реак} \\ \frac{c_{до\ реакц}(t_{нач}^{реак}) + c_{после\ реакц}(t_{кон}^{реак})}{2} + \frac{В \cdot q_{реак}}{t_{кон}^{реак} - t_{нач}^{реак}} & \text{при } t_{нач}^{реак} < t < t_{кон}^{реак}, \\ c_{после\ реакц}(t) & \text{при } t > t_{кон}^{реак} \end{cases}$$

где $c_{до\ реакц}(t)$, $c_{после\ реакц}(t)$ – зависимость теплоемкости материала до и после протекания реакции соответственно от температуры, Дж/(кг·К);

$t_{нач}^{реак}$, $t_{кон}^{реак}$ – температуры начала и конца протекания реакции соответственно, °С;

$В$ – исходная доля вещества в обрабатываемом материале, к которому отнесен тепловой эффект реакции, масс %;

$q_{разл}$ – тепловой эффект рассматриваемой химической реакции, Дж/кг.

2.2.2.5 Термическая деструкция твердого топлива

Для рассмотрения условно выбран процесс, состоящий из трех трансформаций, сопровождающихся определенными тепловыми эффектами. В этом случае значение коэффициента эффективной теплоемкости задается как

$$c_{\text{эф}}(t) = \begin{cases} c_1(t) \text{ при } t < t_1 \\ \frac{c_1(t_1) + c_2(t_2)}{2} + \frac{B_1 \cdot q_{\text{пр1}}}{t_2 - t_1} \text{ при } t_1 < t < t_2 \\ c_2(t) \text{ при } t_2 < t < t_3 \\ \frac{c_2(t_3) + c_3(t_4)}{2} + \frac{B_2 \cdot q_{\text{пр2}}}{t_4 - t_3} \text{ при } t_3 < t < t_4 \\ c_3(t) \text{ при } t_4 < t < t_5 \\ \frac{c_3(t_5) + c_4(t_6)}{2} + \frac{B_3 \cdot q_{\text{пр3}}}{t_6 - t_5} \text{ при } t_5 < t < t_6 \\ c_4(t) \text{ при } t > t_6 \end{cases} ,$$

где $t_1, t_2, t_3, t_4, t_5, t_6$ – характерные температуры протекания процесса (три условно выбранные трансформации протекают в интервалах температур $t_1-t_2, t_3-t_4, t_5-t_6$), °С;

$c_1(t), c_2(t), c_3(t), c_4(t)$ – зависимость теплоемкости рассматриваемого материала от температуры до 1-го, 2-го, 3-го и после 3-го термических преобразований соответственно, Дж/(кг·К);

$Q_{\text{пр1}}, Q_{\text{пр2}}, Q_{\text{пр3}}$ – тепловой эффект 1-го, 2-го и 3-го преобразований соответственно, Дж/кг.

B_1, B_2, B_3 – исходные доли соединений в обрабатываемом материале, к которым отнесены тепловые эффекты соответствующих температурных трансформаций, масс %.

Широко распространенным примером технологии с термической деструкцией твердого топлива является процесс коксования каменного угля в печах коксовых батарей.

2.3 Задание условий однозначности

Как было отмечено выше, моделирование теплообменных процессов с участием твердой фазы сводится к решению дифференциального уравнения нестационарной

теплопроводности с соответствующими условиями однозначности. В состав условий однозначности входят:

- геометрические условия, учитывающие форму и размеры области пространства, для которой реализуется решение внутренней задачи;

- начальные условия, описывающие распределение температур в «нулевой» момент времени;

- граничные условия теплообмена, сформированные на основании особенностей внешней задачи;

- зависимость теплофизических характеристик материала от температуры.

2.3.1 Геометрические условия

Геометрические условия применяются для определения области пространства, для которой производится решение соответствующих дифференциальных уравнений. Выбор конкретных геометрических условий влияет на окончательную форму записи дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности.

На рис. 2.1 показаны схемы задания граничных условий для параллелепипеда, цилиндра и сферы, а соответствующие формы записи дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности представлены выражениями (2.1-2.3).

На практике решение задач в трехмерной постановке является достаточно трудоемким как с алгоритмической точки зрения, так и с позиции скорости моделирования при помощи ЭВМ.

Поэтому обычно исследователи стремятся свести математическую формулировку задачи к двухмерной или одномерной за счет решения внутренней задачи для характерного поперечного сечения:

- квадрат – для тел, имеющих форму параллелепипеда с квадратом в наименьшем основании, например, сортовой заготовки;

– круг – для тел, имеющих форму цилиндра, например, для заготовки с круглым поперечным сечением (также зачастую прибегают к переходу от реальной формы многогранника к кругу с эквивалентным диаметром);

– прямоугольник – для тел, имеющих форму прямоугольного параллелепипеда, например, для слябовой заготовки или листа.

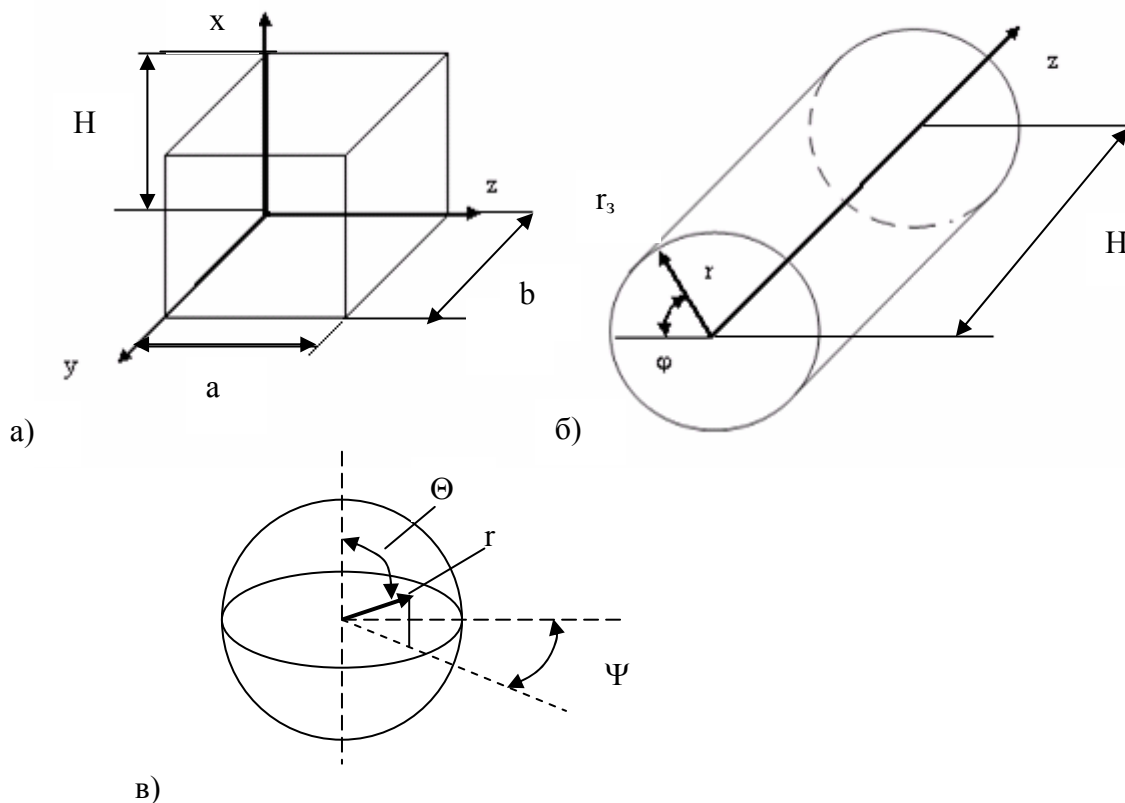


Рисунок 2.1 – Схема геометрических условий для решения трехмерной задачи (а – для прямоугольного параллелепипеда, б – для цилиндра, в – для сферы)

Переход от трехмерной постановки задачи к задаче меньшей размерности приводит к возникновению некоторой погрешности. Для призматических и цилиндрических тел она возникает за счет исключения из рассмотрения теплообмена на торцевых поверхностях. Зачастую эти погрешности не являются значительными, так как площадь торцевых поверхностей, как правило, существенно меньше боковой поверхности тел и

средняя плотность теплового потока для них также обычно меньше, чем для боковой поверхности.

Для двумерной и одномерной постановок задачи исследуемой областью являются характерное поперечное сечение или выбранный отрезок соответственно. На рис. 2.2 представлены варианты задания геометрических условий для двумерной и одномерной постановки задач для тел различной формы и различных особенностей теплообмена.

Для квадратного поперечного сечения необходима запись дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности в следующем виде:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho c_{\text{эф}}} \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right), \quad (2.5)$$

где y, z – координаты, отсчитываемые вдоль осей симметрии поперечного сечения заготовки, м.

Для заготовки с круглым поперечным сечением, влиянием торцевых поверхностей и изменением температуры в зависимости от полярного угла для которой можно пренебречь, дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности записывается в одномерной постановке следующим образом [43]:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho c_{\text{эф}}} \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} \right), \quad (2.6)$$

где r – координата, отсчитываемая вдоль радиуса заготовки, м.

Если степень неравномерности распределения теплового потока по периметру расчетного сечения столь значительна, что ей нельзя пренебречь, то дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности для круглого поперечного сечения записывается в двумерной постановке:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho c_{\text{эф}}} \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} \right), \quad (2.7)$$

где φ – полярный угол, полюс для отсчета которого находится в центре круглого поперечного сечения, рад.

Для заготовки с прямоугольным поперечным сечением возможна запись рассматриваемого уравнения как в двухмерной (2.5), так и в одномерной постановке:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho c_{\varphi}} \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right). \quad (2.8)$$

Выбор зависит от того, насколько существенным является учет теплообмена через узкие грани прямоугольника. Характерный пример, когда оправданным следует признать использование одномерной постановки – моделирование нагрева или охлаждения листа.

Кроме того, для тел с шаровой или приближенной к шару формой в случае равномерного распределения интенсивности теплообмена по поверхности (при возможности неучета влияния углов широты и долготы) допустимо рассмотрение дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности в одномерной постановке:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho c_{\varphi}} \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} \right).$$

При анализе схем, представленных на рис. 2.2, следует учитывать, что заштрихованные области показывают участки расчетных поперечных сечений, для которых реализуется решение задачи в двухмерной постановке. Рис. 2.2а соответствует телам с квадратным поперечным сечением, для которых необходимо предусмотреть возможность задания граничных условий теплообмена, отличающихся по периметру заготовки, что в максимальной мере соответствует реальным условиям работы печи. В случае, если учет неравномерности теплообмена между гранями не является решающим фактором при решении конкретной задачи (например, из-за малого масштаба развития неравномерности, высокой теплопроводности

материала и т.д.), целесообразно решать задачу для четверти квадрата (рис. 2.2б), что позволит уменьшить объем вычислительной работы и при этом сохранить учет влияния угловой области. Обоим случаям (рис. 2.2а и рис. 2.2б) соответствует решение задачи в двумерной постановке (2.5).

Аналогичный подход имеет место для круглого расчетного поперечного сечения. В случае, когда необходимо учитывать отличие условий теплообмена по периметру расчетного сечения, решаем дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности в двумерной постановке (2.7) для геометрических условий, представленных на рис. 2.2 в. Если есть возможность не учитывать отличие условий теплообмена решаем задачу в одномерной постановке (2.6) для граничных условий (рис. 2.2г, на котором рассматриваемая область показана произвольным радиус-вектором).

Для прямоугольного поперечного сечения геометрические условия (рис. 2.2д и рис. 2.2е) и целесообразность их применения полностью аналогичны случаям рис. 2.2а и рис. 2.2б для квадратного сечения. Наибольшее упрощение задачи для прямоугольного сечения может быть достигнуто при возможности неучета теплообмена через узкие грани (рис. 2.2 ж), когда задача решается в одномерной постановке (2.8). Рассматриваемая область представлена выделенным отрезком.

Рис. 2.2з соответствует решению одномерной задачи для тел сферической формы.

Подвижная система координат для решения квазиравновесных задач

Для установившихся режимов работы агрегатов непрерывного действия тепловое состояние рассматриваемых систем характеризуется квазиравновесным состоянием – температурное состояние конкретных тел или их расчетных сечений является нестационарным, а температурное поле всего массива обрабатываемого материала стационарно в привязке к

агрегату. В этом случае целесообразно использовать подвижную систему координат, привязанную к расчетному поперечному сечению, которая движется вдоль продольной оси агрегата со скоростью, равной средней скорости перемещения материала.

Такой подход необходимо использовать для моделирования тепловых процессов, протекающих при нагреве или термообработке заготовок в проходных нагревательных печах. В результате решения определяется только изменение температурного поля расчетного температурного сечения или характерного тела в течение тепловой обработки и эта информация дает представление о температурном поле всего массива материала, находящегося в агрегате.

При использовании подвижной системы координат между шагами по времени и продольной координате имеется следующее соотношение:

$$dx = v \cdot d\tau,$$

где v – средняя скорость перемещения материала в агрегате, м/с.

Продольная координата x дает представление о месте нахождения расчетного сечения в привязке к агрегату в произвольный момент времени.

2.3.2 Начальные условия

Для изучения процессов тепловой обработки материалов возможно использование двух вариантов начальных условий:

– задание усредненного температурного поля перед началом тепловой обработки;

– задание температурного поля, полученного в результате предыдущей тепловой операции над материалом, которое в общем случае является неравномерным.

Обозначим первый вид условий как н.ф.у. I, а второй как н.ф.у. II. Начальные условия обоих видов для всех вариантов геометрических условий, проработанных выше, представлены в Таблице 2.1.

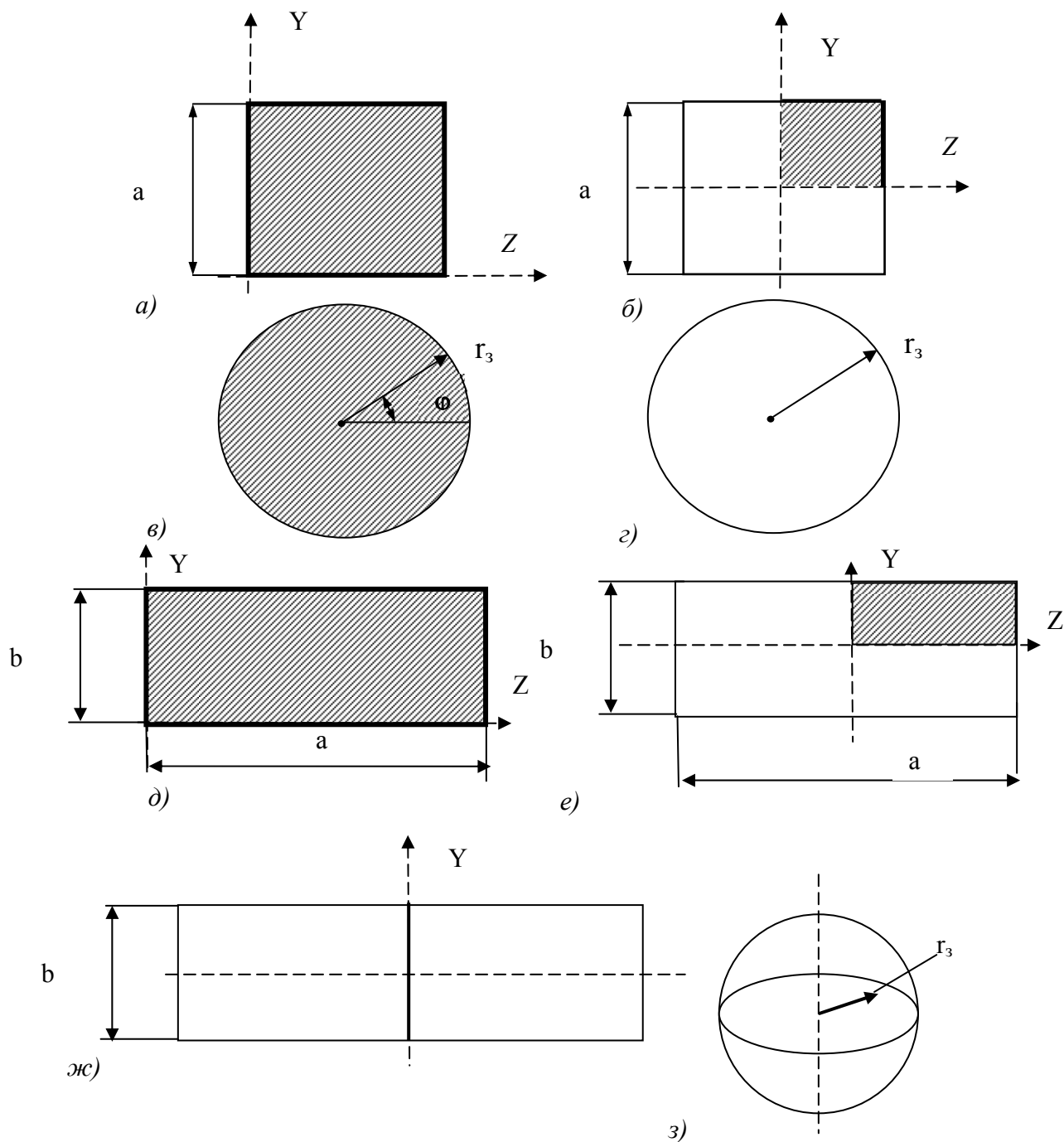


Рисунок 2.2 – Схема различных вариантов геометрических условий для математических моделей тепловой обработки материалов в печах (а, б – квадратное поперечное сечение с возможностью учета отличий условий теплообмена между гранями и без такой возможности; в, г – круглое поперечное сечение при отличающихся характеристиках теплообмена по периметру расчетного сечения и без отличия характеристик теплообмена по периметру; д, е, ж – прямоугольное поперечное сечение при отличающихся характеристиках теплообмена по периметру расчетного сечения, без отличия и при возможности не учитывать теплообмен через узкие грани; з – тело шаровой формы без отличий условий теплообмена по поверхности сферы)

Таблица 2.1 – Задание начальных условий для различных геометрических характеристик протекания процесса

Соответствующие геометрические условия	Формулировка начальных условий	
	н.ф.у. I	н.ф.у. II
Рис 2.1 а	$0 \leq y \leq b,$ $0 \leq z \leq a,$ $0 \leq x \leq H,$ $\tau = 0 : t = t_H$	$0 \leq y \leq b,$ $0 \leq z \leq a,$ $0 \leq x \leq H,$ $\tau = 0 : t = t(x, y, z)$
Рис 2.1 б	$0 \leq r \leq r_3,$ $0 \leq \varphi \leq 2\pi,$ $0 \leq z \leq H,$ $\tau = 0 : t = t_H$	$0 \leq r \leq r_3,$ $0 \leq \varphi \leq 2\pi,$ $0 \leq z \leq H,$ $\tau = 0 : t = t(r, \varphi, z)$
Рис 2.1 в	$0 \leq r \leq r_3,$ $0 \leq \theta \leq 2\pi,$ $0 \leq \psi \leq 2\pi,$ $\tau = 0 : t = t_H$	$0 \leq r \leq r_3,$ $0 \leq \theta \leq 2\pi,$ $0 \leq \psi \leq 2\pi,$ $\tau = 0 : t = t(r, \theta, \psi)$
Рис. 2.2 а	$0 \leq y \leq a,$ $0 \leq z \leq a,$ $\tau = 0 : t = t_H$	$0 \leq y \leq a,$ $0 \leq z \leq a,$ $\tau = 0 : t = t(y, z)$
Рис. 2.2 б	$0 \leq y \leq a/2,$ $0 \leq z \leq a/2,$ $\tau = 0 : t = t_H$	$0 \leq y \leq a/2,$ $0 \leq z \leq a/2,$ $\tau = 0 : t = t(y, z)$
Рис. 2.2 в	$0 \leq r \leq r_3, 0 \leq \varphi \leq 2\pi$ $\tau = 0 : t = t_H$	$0 \leq r \leq r_3, 0 \leq \varphi \leq 2\pi$ $\tau = 0 : t = t(r, \varphi)$
Рис. 2.2 г	$0 \leq r \leq r_3, \tau = 0 : t = t_H$	$0 \leq r \leq r_3, \tau = 0 : t = t(r)$
Рис. 2.2 д	$0 \leq y \leq b,$ $0 \leq z \leq a,$ $\tau = 0 : t = t_H$	$0 \leq y \leq b,$ $0 \leq z \leq a,$ $\tau = 0 : t = t(y, z)$
Рис. 2.2 е	$0 \leq y \leq b/2,$ $0 \leq z \leq a/2,$ $\tau = 0 : t = t_H$	$0 \leq y \leq b/2,$ $0 \leq z \leq a/2,$ $\tau = 0 : t = t(y, z)$

Рис. 2.2 ж	$0 \leq y \leq b/2,$ $\tau = 0 : t = t_H$	$0 \leq y \leq b/2,$ $\tau = 0 : t = t(y)$
Рис. 2.2 з	$0 \leq r \leq r_3,$ $\tau = 0 : t = t_H$	$0 \leq r \leq r_3,$ $\tau = 0 : t = t(r)$

2.3.3 Граничные условия

Граничные условия определяют теплообмен на поверхности области (представленной геометрическими условиями), для которой решается внутренняя задача.

Для задания граничных условий теплообмена существует четыре базовых варианта: граничные условия первого, второго, третьего и четвертого рода. Условия первого рода задают температуру или закон ее изменения на рассматриваемой граничной поверхности; второго рода – напрямую задают тепловой поток к (или от) рассматриваемой поверхности (или закон его изменения); третьего рода – тепловой поток к (или от) рассматриваемой поверхности, выраженный при помощи закона Ньютона-Рихмана; четвертого рода – температуру в месте контакта поверхностей.

При решении симметричных тепловых задач для центров симметрии расчетных сечений необходимо задание граничных условий второго рода – согласно которым тепловой поток равен нулю (условие неперетекания).

Для задания теплового потока к (от) поверхности заготовок могут быть использованы граничные условия первого, второго или третьего рода, при этом существует возможность взаимного преобразования граничных условий. Автор предполагает, что в большинстве случаев предпочтительным является задание граничных условий третьего рода на поверхности расчетных сечений. В общем случае в каждый новый момент времени необходимо проводить пересмотр граничных условий.

В математической формулировке граничных условий в данной работе принята особая система обозначений (рис. 2.3). Для параллелепипеда грани обозначаются следующим образом: боковые грани имеют индексы N, E, S, W, как стороны света, верхняя и нижняя грани – L (lower -нижний) и U (upper-верхний). Для цилиндра боковая поверхность имеет индекс SS (side surface – боковая поверхность), нижнее и верхнее основания – L и U. При двухмерной постановке задачи грани прямоугольного (квадратного) поперечного сечения имеют индексы как стороны света, а окружность круглого поперечного сечения обозначается индексом SS.

Во всех математических формулировках граничных условий температура конкретных узлов на поверхности объемных тел или расчетных сечений в рассматриваемый момент времени обозначается как t_n с указанием соответствующих координат.

Ниже детально проработана схема задания граничных условий теплообмена для нагрева тел при различных геометрических условиях.

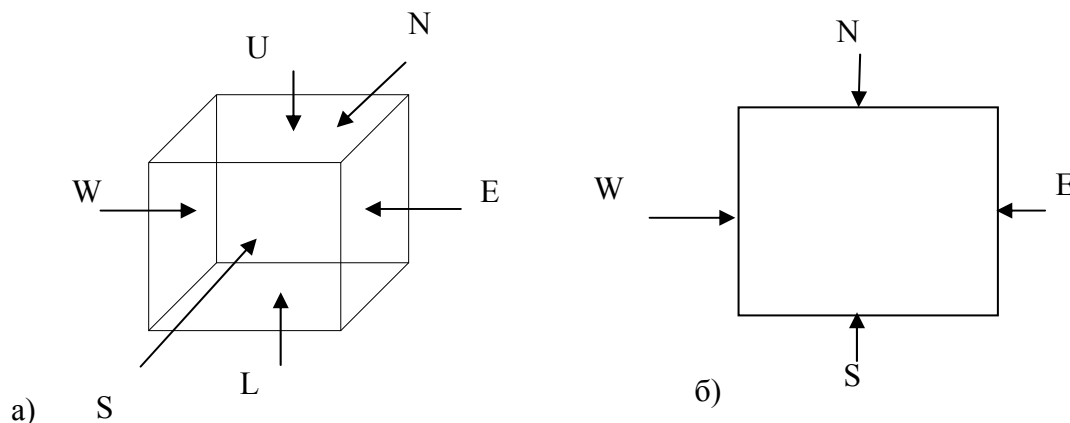


Рисунок 2.3 – Схема обозначения граней для задания граничных условий

а – для параллелепипеда (задача в трехмерной постановке);

б – для прямоугольного сечения (задача в двухмерной постановке)

Для тела, имеющего форму параллелепипеда, граничные условия теплообмена при нагреве задаются следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} 0 \leq z \leq a, 0 \leq x \leq H, y = 0 : -\lambda \frac{\partial t}{\partial y} = \alpha_{\Sigma}^N(x, z) \cdot (t_{cp}^N(x, z) - t_n(x, z)); \\ 0 \leq z \leq a, 0 \leq x \leq H, y = b : \lambda \frac{\partial t}{\partial y} = \alpha_{\Sigma}^S(x, z) \cdot (t_{cp}^S(x, z) - t_n(x, z)); \\ 0 \leq y \leq b, 0 \leq x \leq H, z = 0 : -\lambda \frac{\partial t}{\partial z} = \alpha_{\Sigma}^W(x, y) \cdot (t_{cp}^W(x, y) - t_n(x, y)); \\ 0 \leq y \leq b, 0 \leq x \leq H, z = a : \lambda \frac{\partial t}{\partial z} = \alpha_{\Sigma}^E(x, y) \cdot (t_{cp}^E(x, y) - t_n(x, y)); \\ 0 \leq y \leq b, 0 \leq z \leq a, x = 0 : -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} = \alpha_{\Sigma}^L(y, z) \cdot (t_{cp}^L(y, z) - t_n(y, z)); \\ 0 \leq y \leq b, 0 \leq z \leq a, x = H : \lambda \frac{\partial t}{\partial x} = \alpha_{\Sigma}^U(y, z) \cdot (t_{cp}^U(y, z) - t_n(y, z)), \end{array} \right. \quad (2.9)$$

где $\alpha_{\Sigma}^N(x, z)$, $\alpha_{\Sigma}^S(x, z)$, $\alpha_{\Sigma}^W(x, y)$, $\alpha_{\Sigma}^E(x, y)$, $\alpha_{\Sigma}^L(y, z)$, $\alpha_{\Sigma}^U(y, z)$ – итоговые коэффициенты теплоотдачи для конкретных узлов на гранях параллелепипеда (обозначения граней на рис. 2.3), Вт/(м²·К);

$t_{cp}^N(x, z)$, $t_{cp}^S(x, z)$, $t_{cp}^W(x, y)$, $t_{cp}^E(x, y)$, $t_{cp}^L(y, z)$, $t_{cp}^U(y, z)$ – действующие температуры греющей среды для конкретных узлов на гранях параллелепипеда, °С.

Знак «−» перед комплексом, соответствующим тепловому потоку теплопроводностью в выражении 2.9, ставится при совпадении направления теплового потока с направлением оси, вдоль которой берется производная от температуры. В противном случае имеем знак «+».

Для нагрева тела, имеющего форму цилиндра, граничные условия задаются следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} 0 \leq z \leq H, 0 \leq \varphi \leq 2\pi, r = r_3 : \lambda \frac{\partial t}{\partial r} = \alpha_{\Sigma}^{SS}(\varphi, z) \cdot (t_{cp}^{SS}(\varphi, z) - t_n(\varphi, z)); \\ 0 \leq r \leq r_3, 0 \leq \varphi \leq 2\pi, z = 0 : -\lambda \frac{\partial t}{\partial z} = \alpha_{\Sigma}^L(\varphi, r) \cdot (t_{cp}^L(\varphi, r) - t_n(\varphi, r)); \\ 0 \leq r \leq r_3, 0 \leq \varphi \leq 2\pi, z = H : \lambda \frac{\partial t}{\partial z} = \alpha_{\Sigma}^U(\varphi, r) \cdot (t_{cp}^U(\varphi, r) - t_n(\varphi, r)), \end{array} \right. \quad (2.10)$$

где $\alpha_{\Sigma}^{SS}(\varphi, z)$, $\alpha_{\Sigma}^L(\varphi, r)$, $\alpha_{\Sigma}^U(\varphi, r)$ – итоговые коэффициенты

теплоотдачи для конкретных узлов на боковой поверхности цилиндра и его основаниях, Вт/(м²·К);

$t_{cp}^{SS}(\varphi, z)$, $t_{cp}^L(\varphi, r)$, $t_{cp}^U(\varphi, r)$ – действующие температуры греющей среды для конкретных узлов на боковой поверхности цилиндра и его основаниях, К.

Для случая нагрева тела, имеющего в поперечном сечении форму квадрата, и решения задачи в двухмерной постановке при задании граничных условий отдельно для каждой грани (рис. 2.2 а) общая схема задания граничных условий выглядит следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} 0 \leq z \leq a, y = 0 : -\lambda \frac{\partial t}{\partial y} = \alpha_{\Sigma}^S(z)(t_{cp}^S(z) - t_n(z)); \\ 0 \leq z \leq a, y = a : \lambda \frac{\partial t}{\partial y} = \alpha_{\Sigma}^N(z)(t_{cp}^N(z) - t_n(z)); \\ 0 \leq y \leq a, z = 0 : -\lambda \frac{\partial t}{\partial z} = \alpha_{\Sigma}^W(y)(t_{cp}^W(y) - t_n(y)); \\ 0 \leq y \leq a, z = a : \lambda \frac{\partial t}{\partial z} = \alpha_{\Sigma}^E(y)(t_{cp}^E(y) - t_n(y)); \end{array} \right.$$

где $\alpha_{\Sigma}^S(z)$, $\alpha_{\Sigma}^N(z)$, $\alpha_{\Sigma}^W(y)$, $\alpha_{\Sigma}^E(y)$ – итоговые коэффициенты теплоотдачи от среды для конкретных узлов на сторонах расчетного сечения, Вт/(м²·К);

$t_{cp}^S(z)$, $t_{cp}^N(z)$, $t_{cp}^W(y)$, $t_{cp}^E(y)$ – действующие температуры греющей среды для конкретных узлов на сторонах расчетного сечения, К.

При проведении моделирования для четверти квадратного поперечного сечения тела задаем граничные условия для нагрева следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} 0 \leq z \leq a/2, y = 0: \frac{\partial t}{\partial y} = 0; \\ 0 \leq z \leq a/2, y = a/2: \lambda \frac{\partial t}{\partial y} = \alpha_{\Sigma}^N(z)(t_{cp}^N(z) - t_n(z)); \\ 0 \leq y \leq a/2, z = 0: \frac{\partial t}{\partial z} = 0; \\ 0 \leq y \leq a/2, z = a/2: \lambda \frac{\partial t}{\partial z} = \alpha_{\Sigma}^E(y)(t_{cp}^E(y) - t_n(y)). \end{array} \right.$$

Для круглого поперечного сечения с условиями теплообмена, меняющимися по периметру, имеем следующие граничные условия третьего рода:

$$0 \leq \varphi \leq 2\pi, r = r_3: \lambda \frac{\partial t}{\partial r} = \alpha(\varphi) \cdot (t_{cp}(\varphi) - t_n(\varphi));$$

где $\alpha(\varphi)$ – распределение коэффициента теплоотдачи по поверхности расчетного сечения в зависимости от полярного угла;

$t_{cp}(\varphi)$ – распределение действующей температуры среды для узлов на поверхности расчетного сечения в зависимости от полярного угла.

Для круглого поперечного сечения и решения задачи в одномерной постановке задаем следующие граничные условия:

$$\left\{ \begin{array}{l} r = r_3: \lambda \frac{\partial t}{\partial r} = \alpha_{\Sigma}^{6a3}(t_{cp} - t_n); \\ r = 0: \frac{\partial t}{\partial r} = 0. \end{array} \right.$$

Для вариантов изучения нагрева заготовок с прямоугольным поперечным сечением используются подходы к заданию граничных условий, аналогичные тем, что были представлены при рассмотрении квадратных поперечных сечений.

При моделировании охлаждения заготовок любого поперечного сечения в схеме задания граничных условий меняется только порядок следования температур в множителе перед итоговым коэффициентом теплоотдачи: при нагреве берем

разницу температур греющей среды и поверхности, а при охлаждении поверхности и охлаждающей среды. Правило расстановки знаков перед тепловым потоком теплопроводностью остается неизменным.

Приведем задание граничных условий только для случая охлаждения квадратного поперечного сечения (рис. 2.2.а):

$$\left\{ \begin{array}{l} 0 \leq z \leq a, y = 0: \lambda \frac{\partial t}{\partial y} = \alpha_{\Sigma}^S(z)(t_n(z) - t_{cp}^N(z)); \\ 0 \leq z \leq a, y = a: -\lambda \frac{\partial t}{\partial y} = \alpha_{\Sigma}^N(z)(t_n(z) - t_{cp}^S(z)); \\ 0 \leq y \leq a, z = 0: \lambda \frac{\partial t}{\partial z} = \alpha_{\Sigma}^W(y)(t_n(y) - t_{cp}^W(y)); \\ 0 \leq y \leq a, z = a: -\lambda \frac{\partial t}{\partial z} = \alpha_{\Sigma}^E(y)(t_n(y) - t_{cp}^E(y)). \end{array} \right.$$

При отработке схемы задания граничных условий теплообмена для задач в двухмерной и трехмерной постановке использован наиболее общий подход, согласно которому итоговое значение коэффициента теплоотдачи и температуры среды для каждого узла на поверхности объемного тела или контура расчетного сечения определяется как функция координаты. При решении ряда задач имеется возможность (в связи с равномерным распределением интенсивности теплоотдачи) или необходимость (в связи с невозможностью учета неравномерности теплоотвода) задавать эти величины как константы для поверхности или контура.

Таким образом, основная проблема при конструировании граничных условий заключается в определении распределения итоговых значений коэффициентов теплоотдачи и температур греющей (охлаждающей) сред. В данном случае речь идет о внешней задаче теплообмена, при решении которой необходимо руководствоваться физическими особенностями конвективной и лучистой передачи тепла в рассматриваемой технологии.

2.4 Конкретные подходы к заданию граничных условий для операций тепловой обработки материалов в печах

Итоговое значение теплового потока, подводимого к поверхности обрабатываемого материала или отводимого от него, в общем случае формируется под действием двух законов теплопередачи: лучистого и конвективного. Для нагрева при температурах греющей среды более 900°C преобладает доля лучистого теплового потока. По мере спада температур доля конвективного теплообмена является все более весомой и при температурах менее 500°C преобладает конвективный теплообмен.

Итоговый коэффициент теплоотдачи определяется как сумма лучистой $\alpha_{л}$ и конвективной $\alpha_{к}$ составляющих. Для определения каждой из них необходимо рассмотреть закономерности соответствующих видов теплообмена в печах.

Конвективный теплообмен

В общем случае для определения значения коэффициента конвективной теплоотдачи в области взаимодействия газового потока с поверхностью нагреваемого материала используются критериальные уравнения, соответствующие конкретной гидродинамической картине взаимодействия [43].

Некоторые характерные критериальные уравнения для определения средних значений коэффициента конвективной теплоотдачи приведены ниже:

– для поперечного обтекания цилиндра:

$$\text{при } Re < 1000 \quad Nu = 0,56 Re^{0,5} \cdot Pr_{жс}^{0,36} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{см}} \right)^{0,25}; \quad (2.11)$$

$$\text{при } Re \geq 1000 \quad Nu = 0,28 Re^{0,6} \cdot Pr_{жс}^{0,36} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{см}} \right)^{0,25}; \quad (2.12)$$

– для продольного течения вдоль плоской поверхности

$$\text{при } Re < 5 \cdot 10^5 \quad Nu = 0,66 Re^{0,5} \cdot Pr_{жс}^{0,33} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{см}} \right)^{0,25}; \quad (2.13)$$

$$\text{при } Re > 5 \cdot 10^5 \quad Nu = 0,037 Re^{0,8} \cdot Pr_{жс}^{0,43} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{см}} \right)^{0,25}; \quad (2.14)$$

– для свободной конвекции:

$$Nu = c \cdot (Gr \cdot Pr)^n, \quad (2.15)$$

где Nu – критерий Нуссельта, характеризующий отношение интенсивности передачи тепла конвекцией и теплопроводностью при конвективном теплообмене;

Re – критерий Рейнольдса, характеризующий соотношение сил инерции и вязкости в потоке жидкости;

Pr – критерий Прандтля, характеризующий меру подобия полей скоростей и температур в потоке жидкости или газа (нижние индексы «ж» и «с» обозначают, что значение критерия берется при температуре среды в ядре потока и при температуре обтекаемой поверхности соответственно);

Gr – критерий Грасгофа, характеризующий теплообмен свободной конвекцией;

c, n – константы критериального уравнения, выбираемые в зависимости от произведения $Pr \cdot Gr$.

$$\text{Критерий Нуссельта определяется как: } Nu = \frac{\alpha_k \cdot d}{\lambda},$$

где α_k – коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/(м²·К);

d – характерный для рассматриваемого вида конвективного теплообмена размер твердой поверхности, м;

λ – коэффициент теплопроводности греющей или охлаждающей среды при ее температуре, Вт/(м·К).

$$\text{Критерий Рейнольдса определяется как: } Re = \frac{w \cdot d}{\nu},$$

где w – характерная скорость потока газа или жидкости, м/с;

ν – кинематическая вязкость потока, вычисленная при его температуре, $\text{м}^2/\text{с}$.

Критерий Прандтля может быть найден в справочной литературе в зависимости от характерной температуры газового потока.

$$\text{Критерий Грасгофа определяется как: } Gr = \frac{g \cdot l_0^3 \cdot \beta \cdot \Delta t}{\nu^2},$$

где g – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$;

l_0 – характерный линейный размер, м ;

β – коэффициент объемного расширения среды, $1/\text{К}$;

Δt – характерный температурный перепад между теплообменивающейся средой и твердым телом, К .

По вычисленному при помощи соответствующего критериального уравнения значению критерия Нуссельта определяется искомое значение коэффициента конвективной теплоотдачи:

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}.$$

Особенно важным для корректного использования критериальных уравнений является правильный выбор величин, характеризующих исследуемый вид конвективного теплообмена, прежде всего характерного геометрического размера и характерной скорости течения среды. Так, для поперечного обтекания цилиндра характерным геометрическим размером является диаметр цилиндра; для свободной конвекции – высота рассматриваемого тела и т.д.

Также при рассмотрении конвективного теплообмена в конкретном агрегате встает вопрос о том, какой температуре среды должно быть сопоставлено значение определенного коэффициента конвективной теплоотдачи. В общем случае в качестве характерной температуры среды для ее подстановки в

закон Ньютона-Рихмана могут быть выбраны следующие значения:

- температура ввода среды в агрегат;
- температура удаления среды из агрегата;
- средняя температура нахождения среды в агрегате.

Существенное влияние на решение этой задачи оказывает вид рассматриваемой технологии. Так, для охлаждения материалов при помощи газообразных сред разница между всеми названными температурами не является значительной и автор в качестве характерной температуры рекомендуют принимать температуру ввода охлаждающей среды в агрегат. Для нагрева материалов (особенно высокотемпературного) в качестве характерной температуры целесообразно принимать температуру удаления среды из агрегата, так как это позволяет унифицировать рассмотрение лучистого и конвективного теплообмена.

Реальная гидродинамическая картина в камере печи крайне сложна. Возможна ситуация такого взаимодействия среды с поверхностью, для которой в справочной литературе не будет найдено соответствующее критериальное уравнение. В каждом конкретном случае решение принимается с учетом особенностей технологии и творческого подхода исследователей. Иногда значение конвективной составляющей теплообмена задают из диапазона возможных значений; иногда с некоторой степенью условности используют наиболее близко подходящее критериальное уравнение; возможна проработка вопроса определения интенсивности конвективного теплообмена в агрегате в результате решения системы дифференциальных уравнений, описывающих конвективный теплоперенос в области газового объема агрегата, например, при помощи специализированных вычислительных пакетов.

Лучистый теплообмен

Для описания лучистого теплообмена используются следующие основные законы [32]:

– закон Планка, определяющий спектральную плотность излучения в зависимости от температуры и длины волны;

– закон Стефана-Больцмана, отражающий плотность интегрального лучистого потока от температуры (температур поверхностей теплообменивающихся тел).

Для изучения лучистого теплообмена используются понятия:

– лучистые характеристики тел (коэффициент отражения, коэффициент поглощения, коэффициент лучепрозрачности, степень черноты);

– угловые коэффициенты;

– приведенные коэффициенты излучения для систем тел.

Как правило, итоговые величины лучистых потоков в печах принято определять при помощи закона Стефана-Больцмана. Описание лучистого теплообмена в печах (особенно пламенных) представляет собой сложную задачу – во взаимном теплообмене участвуют три объекта: материал, кладка и газовая среда, заполняющая камеру печи. Распределение температур по поверхности кладки и материала, а также по объему газового пространства в общем случае является неравномерным.

Поэтому для расчета лучистого теплообмена в аналитических методиках вводятся вспомогательные величины, дающие представление о расчетных усредненных температурах названных объектов: температура дыма и температура кладки [31]. Также для печей периодического действия вводится понятие условной температуры печи, которая занимает промежуточное значение между температурами дыма и кладки. Все эти вспомогательные величины рассчитываются из того условия, что тепловые потоки, падающие на поверхность материала, рассчитанные при их использовании в качестве температуры излучателя, равны между собой:

$$q = C_{\delta} \cdot \left[\left(\frac{T_{\delta}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_n}{100} \right)^4 \right] = C_{печь.м} \cdot \left[\left(\frac{T_{печь}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_n}{100} \right)^4 \right] = C_{кл.м} \cdot \left[\left(\frac{T_{кл}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_n}{100} \right)^4 \right]$$

где C_{δ} , $C_{печь.м}$, $C_{кл.м}$ – приведенные коэффициенты излучения для систем тел «газ-кладка-материал», «печь-материал», «кладка-материал» соответственно, Вт/(м²·К⁴).

Так, например, для камерных печей периодического действия для определения приведенных коэффициентов излучения вышеназванных систем тел могут быть использованы следующие зависимости:

$$C_{\delta} = \frac{C_0 \cdot \varepsilon_z \cdot \varepsilon_m}{\varepsilon_z + \varphi_{км} \cdot \varepsilon_m \cdot (1 - \varepsilon_z)};$$

$$C_{печь.м} = C_0 \cdot \frac{\varepsilon_m}{1 - \varphi_{мм} \cdot (1 - \varepsilon_m)};$$

$$C_{км} = C_0 \cdot \varepsilon_m,$$

где $C_0 = 5,67$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м²·К⁴);

ε_z , ε_m – степени черноты продуктов сгорания и поверхности материала соответственно;

$\varphi_{км}$, $\varphi_{мм}$ – угловые коэффициенты для систем тел кладка-материал и материал-материал соответственно;

На практике степень черноты поверхности нагреваемой стали принимают равной 0,8-0,85. Для других материалов значение этой величины находят в справочной литературе.

Для определения степени черноты продуктов сгорания используют следующую зависимость:

$$\varepsilon_z = \varepsilon_{CO_2} + \xi \cdot \varepsilon_{H_2O},$$

где ε_{CO_2} , ε_{H_2O} – степени черноты углекислоты и водяных паров соответственно, определяются в зависимости от средней длины хода луча между поверхностями теплообмена S , парциального давления соответствующих компонентов и температуры продуктов сгорания;

ξ – поправочный коэффициент, учитывающий неодинаковую степень влияния толщины газового слоя и парциального давления на энергию излучения водяных паров; определяется в зависимости от средней длины хода луча между поверхностями теплообмена S , парциального давления водяных паров.

Средняя длина хода луча между поверхностями теплообмена определяется как:

$$S = 3,6 \frac{V_g}{F_m + F_{кл}},$$

где V_g – объем камеры, заполненный газами, представляет собой разницу полного объема камеры и объема материала, m^3 ;

F_m , $F_{кл}$ – поверхности материала и кладки, участвующие в лучистом теплообмене, m^2 .

Угловые коэффициенты для систем тел кладка-материал и материал-материал определяются следующим образом:

$$\varphi_{км} = \frac{F_m}{F_{кл} + F_m};$$
$$\varphi_{мк} = \frac{F_{кл}}{F_{кл} + F_m}.$$

Для задания граничных условий, определяемых лучистым теплообменом, возможным решением задачи является использование зональных методов, предполагающих разбиение поверхностей тел и объема камеры на участки (зоны) в пределах которых температуры объектов теплообмена могут быть приняты постоянными. Такой подход несомненно является более точным, но в то же время намного более трудоемким.

Также в работе [25] показан подход, по которому лучистые характеристики теплообмена для задания ГУ в математической модели определяются по методу начальной настройки. Его сущность заключается в том, что на основании замера температуры ряда точек на поверхности нагреваемых тел и

замера температуры греющей газовой среды в результате решения обратной задачи определяется зависимость приведенного коэффициента излучения от температуры (для многозонных агрегатов эта процедура выполняется для каждой зоны отдельно). Для регуляризации решения обратной задачи, которая в общем случае является некорректной, существует ряд методов, которые проанализированы в литературном обзоре.

В данной работе предложено в качестве начальной настройки математической модели использовать определение приведенных коэффициентов излучения по зависимостям, разработанным в аналитических методиках. Такой подход имеет следующее преимущество – простота получения решения, без сложных предварительных процедур и экспериментальных замеров. Кроме того, тенденции современного печестроения таковы, что рост равномерности поля температур внутри агрегатов повышает точность даже чисто аналитических методик и соответственно точность предложенной начальной настройки.

Для задания граничных условий третьего рода необходимо, определив значение плотности лучистого теплового потока $q_{л}$, по следующей зависимости вычислить значение лучистой составляющей коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha_{л} = \frac{q_{л}}{t_{д} - t_{н}}.$$

Различные варианты рассмотрения задачи тепловой обработки материалов в печах

Возможны два варианта конструирования граничных условий для моделей нагрева и охлаждения материалов в печи:

– первый вариант предполагает для решения задачи нагрева (охлаждения) задание изменения во времени и пространстве температуры теплообменивающейся среды, в результате чего сперва определяется поле итоговых коэффициентов теплоотдачи, а затем – температурное поле материала; после при помощи специальных расчетных зависимостей восстанавливается

изменение во времени расхода теплоносителя: продуктов сгорания (и соответственно топлива) или охлаждающего воздуха. Так, для нагрева металла под прокатку в высокотемпературных печах в двух периодах: с постоянным тепловым потоком и постоянной температурой печи по аналогии с аналитической методикой устанавливаем изменение температур продуктов сгорания в течение всего периода нагрева, что позволяет восстановить поле итоговых коэффициентов теплоотдачи. Текущий расход топлива для нагрева определяется в каждый момент времени на основании тепловых потоков к поверхности материала и температуры теплоносителя, покидающего агрегат:

$$B_z^{mek}(\tau) = \frac{q(\tau) \cdot F_M}{\eta(t_{yx}(\tau)) \cdot Q_H^P} + \frac{Q_{пот}(\tau)}{\eta(t_{yx}(\tau)) \cdot Q_H^P},$$

где $q(\tau)$ – текущая плотность теплового потока, падающего на поверхность материала, Вт/м²;

Q_H^P – теплота сгорания топлива, Дж/м³;

F_M – поверхность нагреваемого материала, м²;

$Q_{пот}(\tau)$ – текущая мощность тепловых потерь, Вт;

$\eta(t_{yx}(\tau))$ – значение коэффициента использования топлива, вычисленное для текущей температуры газов, покидающих камеру печи.

Текущий расход воздуха для охлаждения материала определяется как:

$$V_в^{mek}(\tau) = \frac{q(\tau) \cdot F_M + Q_{пот}^{BH}(\tau)}{c_в^{t_{ВЫХ}} \cdot t_{ВЫХ} - c_в^{t_{ВХ}} \cdot t_{ВХ}},$$

где $q(\tau)$ – текущая плотность теплового потока, отводимого от поверхности материала, Вт/м²;

$Q_{пот}^{BH}(\tau)$ – текущая мощность теплового потока, передаваемого от футеровки охлаждающей среде, Вт;

$c_в$ – теплоемкость воздуха в зависимости от температуры, Дж/(м³·К);

$t_{\text{вх}}$, $t_{\text{вых}}$ – температуры входа и выхода охлаждающей среды из агрегата соответственно, °С.

Итоговое количество израсходованного топлива за период нагрева продолжительностью τ_n :

$$B_2^{умог} = \int_0^{\tau_n} B_2^{тек}(\tau) \cdot d\tau.$$

Итоговое количество израсходованного воздуха за период охлаждения материала продолжительностью τ_o :

$$V_2^{умог} = \int_0^{\tau_o} V_2^{тек}(\tau) \cdot d\tau.$$

Согласно второму подходу задается изменение во времени расхода теплоносителя, на основании чего определяется изменение во времени температур среды и поле коэффициентов теплоотдачи. Для реализации этого подхода необходимо создание математического описания изменения температуры теплоносителя в печи при его произвольном расходе.

Математическое описание изменения температуры продуктов сгорания для камерной нагревательной печи периодического действия

Для определения динамики изменения температуры продуктов сгорания для нагревательной печи периодического действия в зависимости от заданного расхода теплоносителя составлено дифференциальное уравнение первого порядка. При его составлении использовалось предположение о том, что температура продуктов сгорания равномерна по всему объему камеры печи и равна значению температуры газов на выходе из камеры печи t_{yx} :

$$\frac{dt_{yx}}{d\tau} = \frac{V_m \cdot Q_n^p - q \cdot F_m - Q_{ном} - V_{yx} \cdot c^{t_{yx}} \cdot t_{yx} \cdot (1 - k_r)}{V_k \cdot c^{t_{yx}}}, \quad (2.16)$$

где V_m – текущий расход топлива, м³/с;

Q_n^p – теплота сгорания топлива, Дж/м³;

V_k – объем газов, заполняющих рабочую камеру, м³;

q – текущее значение плотности теплового потока, падающего на материал, Вт/м²;

F_m – поверхность материала, воспринимающая тепло, м²;

Q_{nom} – текущее значение теплотерь (через футеровку, излучением в пламенное окно, с охлаждающей водой и т.д.), Вт;

V_{yx} – объемный расход продуктов сгорания, покидающих печь, м³/с;

c^{tyx} – теплоемкость продуктов сгорания при их температуре, Дж/(м³·К);

k_r – текущее значение коэффициента рекуперации.

Предложенное дифференциальное уравнение представляет собой моментальный тепловой баланс камеры печи, который уравнивается в результате определения текущей температуры продуктов сгорания. То есть при преобладании прихода тепла над расходом имеем рост теплосодержания продуктов сгорания в камере печи и соответственно рост их температуры наоборот.

Математическое описание изменения температуры воздуха при охлаждении материала в печи

Для воздушного охлаждения материала в печи по аналогии с рассмотренным выше случаем составлено дифференциальное уравнение первого порядка из предположения о постоянстве температуры воздуха t_g в камере печи:

$$\frac{dt_g}{d\tau} = \frac{q \cdot F_m + V_g \cdot c^{t_{вн}} \cdot t_{вн} + Q_{nom} - V_g \cdot c^{t_g} \cdot t_g}{V_k \cdot c^{t_g}}, \quad (2.17)$$

где $t_{вн}$ – начальная температура воздуха, подаваемого на охлаждение, °С.

V_v – расход охлаждающего воздуха подаваемого в печь, м³/с.

Как видно из анализа уравнений (2.16-2.17), для их решения необходимо в каждый момент времени иметь значение слагаемого Q_{nom} , которое может принимать как положительный знак (часть тепла теплопроводностью через футеровку перетекает

в окружающую среду), так и отрицательный знак (в случае если внутренняя поверхность футеровки становится горячее металла она начинает отдавать часть тепла в камеру печи). Для учета различных вариантов изменения величины Q_{nom} необходимо динамическое определение температурного поля футеровки.

Модель потерь тепла через футеровку

Для решения названной задачи, а также точного определения потерь тепла на аккумуляцию и теплопроводностью через футеровку печи целесообразно вместо известных аналитических методик воспользоваться дифференциальным уравнением нестационарной теплопроводности с соответствующими граничными условиями, также как и в случае определения температурного поля материала. Учитывая геометрические особенности футеровки каждой из поверхностей печи (толщина существенно меньше двух других геометрических размеров) и предполагая равномерное распределение температуры по внутренней поверхности футеровки, записываем дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности в одномерной постановке (2.8).

Геометрические условия для определения температурного поля одного из элементов футеровки представлены на рис. 2.4.

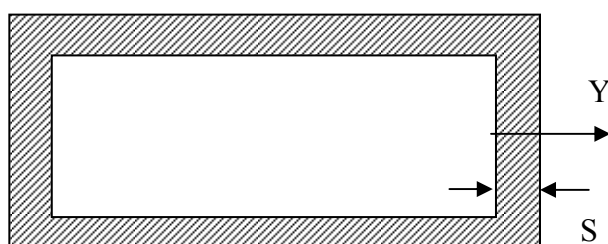


Рисунок 2.4 – Схема геометрических условий для расчета температурного состояния футеровки

Начальные условия формируются на основании принципов, представленных в таблице 2.1. Так, для равномерного

температурного поля футеровки в начальный момент времени имеем:

$$0 \leq y \leq S, \tau = 0 : t = t_n.$$

Граничные условия задаются в зависимости от вида агрегата и характера тепловой обработки материала. Для нагрева заготовок в высокотемпературных камерных печах имеем:

$$y = 0 : t = t_{кл};$$

$$y = S : -\lambda \frac{\partial t}{\partial y} = \alpha_{oc} (t - t_{oc}),'$$

где α_{oc} – итоговый коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности футеровки к окружающей среде, Вт/(м²·К);

t_{oc} – температура окружающей среды, °С;

$t_{кл}$ – температура внутренней поверхности футеровки, определяемая на основании лучистого теплообмена в системе (газ-кладка-материал).

Для каждого момента времени определяется совокупность характерных температур печи, кладки и дыма: $T_{печь}$, $T_{кл}$, $T_{д}$. Они используются для задания граничных условий теплообмена, как на поверхности нагреваемых тел, так и для внутренней поверхности футеровки.

Для воздушного охлаждения заготовок в камерных печах термообработки предложено:

$$y = 0 : \lambda \frac{\partial t}{\partial y} = \alpha_{\epsilon} (t_{нф} - t_{\epsilon}) + C_{кл} \cdot \left[\left(\frac{t_{пф} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{п} + 273}{100} \right)^4 \right] \cdot \frac{F_{м}}{F_{кл}};$$

$$y = S : -\lambda \frac{\partial t}{\partial y} = \alpha_{oc} (t_{нф} - t_{oc}),$$

где $t_{пф}$, $t_{нф}$, $t_{п}$, $t_{в}$ – температуры внутренней, наружной поверхности футеровки, поверхности материала и воздуха в камере печи соответственно, °С;

$F_{м}$, $F_{кл}$ – участвующая в теплообмене поверхность материала и кладки соответственно, м²;

α_b – коэффициент конвективной теплоотдачи от внутренней поверхности футеровки к охлаждающему воздуху, Вт/(м²·К).

Таким образом, итоговая математическая модель включает в себя два элемента: основной для описания температурного поля заготовок и вспомогательный для изучения температурного состояния футеровки.

Печи непрерывного действия

Печи непрерывного действия работают в квазистационарном режиме (поле температур каждой заготовки нестационарно, а поле температур всего массива металла стационарно в привязке к печи, если режим нагрева постоянен). При этом существенная проблема моделирования заключается в том, что, как правило, имеет место противоточное движение продуктов сгорания и материала. Причем температура продуктов сгорания не может быть принята постоянной по длине печи, так как она постепенно снижается по направлению к рекуператору и величина этого снижения определяется тепловым взаимодействием газового потока с материалом.

Наиболее правильным, очевидно, в этом случае будет применить подвижную систему координат, привязанную к одной из заготовок. Периодическое перемещение материала заменяется равномерным поступательным движением расчетного сечения нагреваемого тела вдоль продольной оси печи со средней скоростью перемещения материала. Для задания граничных условий температура продуктов сгорания в первом приближении берется на основании рекомендаций, обычно используемых в аналитических методиках. Температурное поле металла, полученное после первой серии численных экспериментов, используется для уточнения поля температур газовой среды и численные эксперименты по определению температурного поля металла повторяются. Эта итерационная процедура прекращается по достижении заданной точности расчетов.

Для уточнения температур газовой среды предложено использовать следующий алгоритм:

– разбиваем каждую из зон агрегата на несколько участков по их длине;

– с учетом расхода среды в зоне и средней скорости среды, отнесенной к сечению участков, находим среднее время нахождения каждой порции газообразной среды в пределах участка:

$$\Delta \tau_i = \frac{l_i \cdot F_i}{V_3 \cdot \frac{t_i^{\text{BX}} + 273}{273}},$$

где l_i , F_i – длина и свободное сечение для прохода газов конкретного участка соответственно, м, м²;

V_3 – расход среды через рассматриваемую зону, м³/с;

t_i^{BX} – температура входа среды в рассматриваемый участок, °С;

– определяем значение температуры газообразной среды на выходе участка, учитывая формирование теплового потока, падающего на поверхность нагреваемого материала при температурах его поверхности, определенных для предварительно заданного распределения температур продуктов сгорания по длине печи:

$$t_i^{\text{ВЫХ}} = \frac{\chi_i \cdot V_{\text{ТЗ}} \cdot Q_{\text{нр}} + Q_{\text{фз}} - Q_{\text{пот}} - C_{\theta} \left(\frac{t_i^{\text{ВЫХ}} + t_i^{\text{ВХ}}}{2} \right) \cdot \left(\left(\frac{\frac{t_i^{\text{ВЫХ}} + t_i^{\text{ВХ}}}{2} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_i^{\text{НМ}} + 273}{100} \right)^4 \right) \cdot F_i^{\text{М}} - \alpha_{\kappa} \cdot \left(\frac{t_i^{\text{ВЫХ}} + t_i^{\text{ВХ}}}{2} - t_i^{\text{НМ}} \right) \cdot F_i^{\text{М}}}{V_3 \cdot c_{\text{nc}}(t_i^{\text{ВЫХ}})}$$

где χ_i – доля топлива, подаваемого на рассматриваемую зону, сгорающая на изучаемом i -ом участке;

$V_{\text{ТЗ}}$ – расход топлива, подаваемый на рассматриваемую зону, м³/с;

V_3 – расход газообразной среды через рассматриваемую зону агрегата, м³/м³;

$Q_{\text{фз}}$ – физическое тепло с газообразной средой, входящей в рассматриваемый участок (для первого от горелок участка эта

величина представлена физическим теплом топлива и воздуха, для последующих – физическим теплом среды, выходящей с предыдущего участка);

$Q_{\text{пот } i}$ – теплопотери камеры агрегата на i -ом участке, Вт;

C_d – приведенный коэффициент излучения системы тел газ-кладка-материал, Вт/(м²·К⁴);

$t_i^{\text{пм}}$ – средняя температура поверхности нагреваемого материала на i -ом участке, °С;

$F_i^{\text{м}}$ – нагреваемая поверхность материала в пределах i -го участка, м²;

$c_{\text{пс}}$ – теплоемкость продуктов сгорания, Дж/(м³·К);

V_k – объем газового пространства i -го участка, м³.

При составлении зависимости использовано допущение о том, что расход газовой среды каждой зоны является одинаковым на всех участках. Для природного газа, реакция горения основного компонента которого (метана) протекает без изменения объема, сделанное допущение не противоречит действительности. Для газов, чьи реакции горения сопровождаются изменением объема, необходимо определение расхода газообразной среды отдельно для каждого участка. Кроме того, более точный подход требует в качестве теплоемкости газообразной среды использовать не теплоемкость конечного состава продуктов сгорания, а величину, полученную с учетом динамики выгорания.

2.5 Зависимость теплофизических свойств материалов от температуры

Для решения конкретных задач тепловой обработки материалов необходимо располагать информацией о зависимости теплофизических свойств рассматриваемых материалов от температуры [44].

Для материалов не претерпевающих в процессе тепловой обработки фазовых изменений задаем зависимости теплоемкости, плотности и теплопроводности от температуры. Для материалов, претерпевающих фазовые преобразования перечень задаваемых величин таков:

– интервал кристаллизации, определяемый температурами ликвидус t_l и солидус t_c ;

– теплота фазового перехода $q_{кр}$;

– зависимость теплоемкости c , плотности ρ и теплопроводности λ жидкого расплава от температуры;

– зависимость теплоемкости c , плотности ρ и теплопроводности λ твердого материала от температуры.

Например, для сталей в современной практике определение значений температур ликвидус и солидус осуществляется при помощи эмпирических формул, построенных в виде полиномиальных выражений с использованием данных о химическом составе стали. Для определения температуры ликвидус можно воспользоваться следующим выражением: $T_l = T_{плавFe} - \sum(a_0 + a_l^i [i])$, где $T_{плавFe}$ – температура плавления чистого железа (в соответствии с большинством рекомендаций $T_{плавFe} = 1539^\circ\text{C}$), $^\circ\text{C}$; a_0 – коэффициент приведения температуры плавления чистого железа (вводится в случае принятия значения температуры плавления железа, отличного от приведенного выше); a_l^i – коэффициент значимости для соответствующего i -го элемента, содержащегося в данной марке стали;

$[i]$ – содержание элемента i в стали данной марки, %.

Для определения температуры солидус используются подобные выражения. Выражения такого типа основаны на гипотезе о том, что каждый из химических элементов влияет на снижение температуры ликвидус железа независимо друг от друга.

Особенности изучаемой технологии тепловой обработки могут вносить коррективы в задание теплофизических свойств материалов от температуры. Так, если в процессе тепловой обработки материалов имеют место физико-химические трансформации при изменении температуры, нужно особо тщательно подойти к заданию теплофизических свойств на каждом этапе трансформации.

2.6 Численное решение поставленной задачи

Для реализации математической модели, составленной в данной главе, необходимо воспользоваться одним из методов численного решения дифференциальных уравнений. Самым эффективным и универсальным из них является метод конечных элементов [39, 45]. Однако поскольку для тел простой геометрической формы может быть использован метод конечных разностей без снижения точности вычислений, то в данной работе в дальнейшем рассматривается и используется только этот метод, так как он более прост в реализации. Его сущность заключается в том, что на область исследования накладывается сетка правильной формы (прямоугольная – в декартовой системе координат, полярная – для полярной системы координат и т.д.), а бесконечно малые приращения величин заменяются конечными разностями. Такой подход позволяет перейти от исследования непрерывного континуума к решению задачи для узлов сетки [46, 47].

При аппроксимации дифференциальных уравнений можно воспользоваться явной или неявной схемой. Применительно к одномерной задаче речь идет об использовании четырехточечного шаблона (рис. 2.5). Узлы сетки по толщине обозначены индексом « j », временные слои – индексом « i ». Для явной схемы имеем три узла сетки ($j-1, j, j+1$) на предыдущем временном слое (i) и один узел (j) на рассматриваемом

временном слое $(i+1)$, который соответствует искомой температуре. При использовании неявной схемы три узла сетки лежат на рассматриваемом временном слое (средний j -ый соответствует искомой температуре) и один на предыдущем временном слое.

Таким образом, дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности в одномерной постановке аппроксимируется по явной и неявной схемам следующим образом:

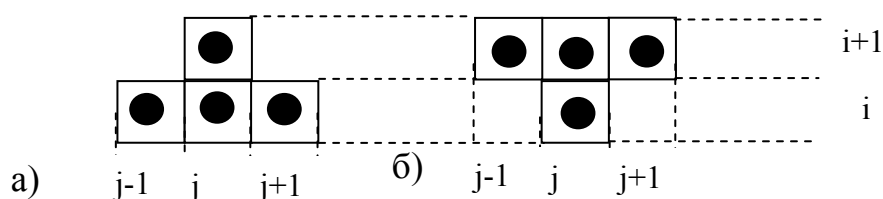


Рисунок 2.5 – Схемы четырехточечных шаблонов для аппроксимации дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности в одномерной постановке (а – по явной схеме; б – по неявной схеме)

$$\frac{t_j^{i+1} - t_j^i}{\Delta \tau} = \frac{\lambda}{\rho c_{эф}} \cdot \left(\frac{t_{j+1}^i - 2t_j^i + t_{j-1}^i}{\Delta y^2} \right); \quad (2.18)$$

$$\frac{t_j^{i+1} - t_j^i}{\Delta \tau} = \frac{\lambda}{\rho c_{эф}} \cdot \left(\frac{t_{j+1}^{i+1} - 2t_j^{i+1} + t_{j-1}^{i+1}}{\Delta y^2} \right). \quad (2.19)$$

Как видно из анализа выражения (2.18), использование явной схемы позволяет при помощи простого алгебраического выражения находить значения искомой температуры для внутренних узлов сетки, накинутой на расчетное сечение, в рассматриваемый момент времени. Значение температуры для узлов сетки, лежащих на границах расчетного сечения, определяются из выражений, полученных на основании аппроксимации граничных условий.

В случае использования неявной схемы наличие на рассматриваемом временном слое сразу нескольких узлов приводит к тому, что искомые температуры не могут быть

найденны при помощи вычислений по простым алгебраическим выражениям.

Рассмотрим алгоритм решения для одномерной постановки задачи по неявной схеме. Выражение (2.19) для произвольного момента времени можно записать в следующем виде (индекс временного слоя для простоты не приводится):

$$A_j \cdot t_{j-1} + B_j \cdot t_{j+1} - C_j \cdot t_j + F_j = 0, \quad (2.20)$$

где A_j , B_j , C_j , – коэффициенты при температурах предыдущего, последующего и рассматриваемого узлов соответственно;

F_j – свободный член выражения, содержащий температуру рассматриваемого узла на предыдущем временном слое.

Совместный анализ выражений (2.19) и (2.20) позволяет составить зависимости для определения коэффициентов уравнения:

$$\begin{aligned} A_j &= \frac{a_j \cdot \Delta \tau}{\Delta y^2}; \\ B_j &= \frac{a_j \cdot \Delta \tau}{\Delta y^2}; \\ C_j &= 1 + \frac{2 \cdot a_j \cdot \Delta \tau}{\Delta y^2}; \\ F_j &= t_j^i, \end{aligned} \quad (2.21)$$

где a_j – коэффициент температуропроводности материала в районе j -го узла сетки (берется из справочной литературы или

вычисляется как $\frac{\lambda_j}{\rho_j \cdot c_j}$), м²/с.

В идеале значения a_j должны быть взяты в зависимости от искомой температуры t_j на рассматриваемом временном слое, при этом задача становится нелинейной, что приводит к итерационной схеме определения температур всех узлов сетки на

рассматриваемом временном слое: берем a_j для температур предыдущего временного слоя; рассчитываем искомое температурное поле в первом приближении; используем результаты для определения a_j , заново определяем температурное поле на рассматриваемом временном слое; итерационная процедура продолжается до тех пор, пока температуры всех узлов сетки, определенные на соседних итерационных шагах, не сойдутся с заданной точностью. Возможен упрощенный подход, когда значения a_j берутся для значений температур с предыдущего временного слоя и более не уточняются. Такой подход приводит к увеличению погрешности аппроксимации, а значит для обеспечения достаточной точности расчетов при прочих равных условиях требует установления меньших шагов по времени и координате, но в то же время он является намного более простым и потому часто используется на практике.

В основе метода прогонки лежит рассмотрение матричного уравнения, коэффициенты которого могут быть записаны в виде трехдиагональной матрицы, следствием чего является установление связи между всеми соседними точками расчетного сечения:

$$t_j = \alpha f_j \cdot t_{j+1} + \beta e t_j. \quad (2.22)$$

Значения прогоночных коэффициентов αf_j и $\beta e t_j$ для произвольных узлов сетки могут быть вычислены на основании следующих выражений:

$$\alpha f_j = \frac{B_j}{C_j - A_j \cdot \alpha f_{j-1}}$$

$$\beta e t_j = \frac{F_j + A_j \cdot \beta e t_{j-1}}{C_j - A_j \cdot \alpha f_{j-1}}$$

Таким образом решение одномерной задачи при помощи неявной схемы реализуется следующим образом:

1. Определяем набор величин A, B, C, F для всех внутренних узлов сетки.

2. На основании граничных условий на левой границе (у начала координат сетки) задаем значения коэффициентов alf_1 и bet_1 :

– для условий неперетекания (граничные условия 2-го рода, устанавливающие тепловой поток, равный нулю): $alf_1 = 1, bet_1 = 0$;

– для граничных условий 3-го рода:

$$alf_1 = \frac{1}{1 + \frac{\alpha \cdot dy}{\lambda}}, \quad bet_1 = \frac{\frac{\alpha \cdot dy}{\lambda} \cdot t_{cp}}{1 + \frac{\alpha \cdot dy}{\lambda}}.$$

3. По направлению слева направо вычисляем значения прогоночных коэффициентов alf и bet для всех узлов сетки от 2-го до предпоследнего.

4. Вычисляем значение температуры на правой границе сетки (индекс m) при помощи следующего выражения (для граничных условий 3-го рода):

$$t_m = \frac{F_m + A_m \cdot bet_{m-1}}{C_m - A_m \cdot alf_{m-1}},$$

где $A_m = \frac{\lambda \cdot dy}{\lambda / dy + \alpha_\Sigma}$, $B_m = \frac{\alpha \cdot t_{cp}}{\lambda / dy + \alpha_\Sigma}$, $C_m = 1$,

λ – коэффициент теплопроводности изучаемого материала, взятый при температуре поверхности заготовки, соответствующей предыдущему временному слою, Вт/(м·К);

α_Σ – итоговый коэффициент теплоотдачи на правой поверхности заготовки, Вт/(м²·К).

5. При помощи выражения (2.22) вычисляем значения температур для всех узлов сетки справа налево от предпоследнего до первого.

Сравнивая две схемы аппроксимации (явную и неявную), необходимо отметить следующие особенности:

– имея преимущество в простоте реализации, явная схема аппроксимации является условно устойчивой, то есть при

невыполнении определенного условия по соотношению характеристик пространственной, временной сетки и теплофизических свойств материала при решении задачи накапливается погрешность, которая приводит к получению недостоверных данных. Таковым условием является:

$$a \cdot \frac{\Delta \tau}{\Delta y^2} \leq 0,5. \text{ Отсюда при фиксированном шаге между соседними}$$

узлами пространственной сетки предельный шаг по времени, при котором может быть получено устойчивое решение задачи,

$$\text{определяется как: } \Delta \tau_{пред} \leq 0,5 \cdot \frac{\Delta y^2}{a};$$

– неявная схема, имея некоторые сложности в реализации, является безусловно устойчивой.

Известна также схема аппроксимации, одновременно учитывающая особенности явной и неявной схем, она носит имя Кранка-Николсона. В этом случае для аппроксимации одномерного уравнения нестационарной теплопроводности используется шеститочечный шаблон (вторая производная от температуры берется как сумма двух составляющих: явной и неявной; при этом вводится понятие доли явной и неявной составляющих, которые в общем случае могут меняться от нуля до единицы и их сумма равна единице). Эта схема характеризуется более высокой точностью аппроксимации при решении линейной задачи теплопроводности, но ее реализация предполагают использование несколько более сложных выражений, чем в случае неявной схемы. Поскольку в общем случае процессы тепловой обработки материалов представляют собой нелинейную задачу теплопроводности, при которой преимущества схемы Кранка-Николсона в значительной степени нивелируются, в данной работе используется неявная схема аппроксимации.

Следует отметить, что в ряде современных работ [25] приводятся данные об успешном использовании явной схемы для аппроксимации дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности, которая дает устойчивое решение при выборе соответствующего соотношения между шагами по времени и координате.

При решении двухмерной задачи речь идет об использовании шеститочечного шаблона (пять точек на предыдущем временном слое и одна на рассматриваемом – для явной схемы и пять точек на рассматриваемом временном слое и одна на предыдущем – для неявной схемы).

Для двухмерной постановки рассматриваемой задачи имеем следующий вид аппроксимации дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности по явной и неявной схемам.

$$\frac{t_{j,k}^{i+1} - t_{j,k}^i}{\Delta \tau} = \frac{\lambda}{\rho c_{\phi}} \cdot \left(\frac{t_{j,k+1}^i - 2t_{j,k}^i + t_{j,k-1}^i}{\Delta z^2} + \frac{t_{j+1,k}^i - 2t_{j,k}^i + t_{j-1,k}^i}{\Delta y^2} \right); \quad (2.23)$$

$$\frac{t_{j,k}^{i+1} - t_{j,k}^i}{\Delta \tau} = \frac{\lambda}{\rho c_{\phi}} \cdot \left(\frac{t_{j,k+1}^{i+1} - 2t_{j,k}^{i+1} + t_{j,k-1}^{i+1}}{\Delta z^2} + \frac{t_{j+1,k}^{i+1} - 2t_{j,k}^{i+1} + t_{j-1,k}^{i+1}}{\Delta y^2} \right). \quad (2.24)$$

Для решения двухмерной задачи по неявной схеме принято использовать метод переменных направлений, согласно которому наряду с основным значением искомой сеточной величины на рассматриваемом $(i+1)$ и предыдущем (i) слоях вводится значение на промежуточном $(i+1/2)$ слое. С математической точки зрения эта схема решения может быть представлена в следующем виде [47]:

$$\frac{t_{j,k}^{i+1/2} - t_{j,k}^i}{0,5 \cdot \Delta \tau} = \Delta_1 \cdot t_{j,k}^{i+1/2} + \Delta_2 \cdot t_{j,k}^i + \phi^i, \text{ где } k = 1, 2 \dots n;$$

$$\frac{t_{j,k}^{i+1} - t_{j,k}^{i+1/2}}{0,5 \cdot \Delta \tau} = \Delta_1 \cdot t_{j,k}^{i+1/2} + \Delta_2 \cdot t_{j,k}^{i+1} + \phi^i \text{ где } j = 1, 2 \dots m,$$

где Δ_1, Δ_2 – операторы Лапласа для представления второй производной по координате Y и Z соответственно;

φ^i – совокупность слагаемых, отнесенных к предыдущему временному слою.

При переходе от предыдущего к промежуточному временному слою вторая производная по одной из поперечных координат берется в явном виде (вычисляется по значениям температур с предыдущего временного слоя), а по другой – в неявном виде (составляется из температур промежуточного временного слоя). При переходе от промежуточного слоя к рассматриваемому направлению, которое при предыдущем ходе было явным, становится неявным и наоборот.

Для решения двухмерной задачи при помощи неявного метода в данной работе предложен еще один подход. Задача параллельно решается двумя подпрограммами: одна перебирает все узлы расчетного поперечного сечения, последовательно рассматривая все строки, вторая последовательно перебирает все столбцы матрицы, покрывающей расчетное температурное сечение. При первой итерации для решения по строкам вторая производная по координате z берется по неявной схеме, по координате y – по явной. Для решения по столбцам распределение явной и неявной схем по координатам меняется. В конце первого итерационного шага производится вычитание температур одноименных узлов, определенных двумя подпрограммами. В случае, если хотя бы для одного узла расчетного сечения разница температур превышает величину заданной погрешности, итерационная процедура продолжается. В качестве температур для вычисления производных, которые берутся по явной схеме, используем температурное поле, найденное усреднением температурных полей, полученных на первом итерационном шаге. В конце каждого шага производится сравнение температурных полей, полученных при помощи двух подпрограмм. В случае, если для всех узлов сетки эти решения сходятся с заданной точностью, считаем определение

температурного поля на рассматриваемом временном слое завершенным.

Аналогичные процедуры могут быть использованы для аппроксимации и численного решения дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности в трехмерной постановке.

2.7 Подтверждение адекватности разработанной математической модели

По сути, математическая модель описывает поведение некоего мысленного (виртуального) объекта, процессы, протекающие в котором определяются постановкой задачи: математической формулировкой (дифференциальными уравнениями) с заданными условиями однозначности. Исходя из этого, в идеальном случае постановка задачи исследования должна проводиться таким образом, чтобы мысленный объект, описываемый математической моделью, возможно, полностью повторял реальный объект. Но попытка учета всех особенностей работы реального объекта зачастую не поддается математическому описанию во всей полноте, или же приводит к сложностям алгоритмического или вычислительного характера. Поэтому на практике речь идет о поиске компромисса между полнотой учета свойств реального объекта с одной стороны и простотой и реализуемостью математической модели с другой стороны.

Вопрос адекватности математической модели – это, прежде всего, вопрос того, с какой точностью результаты численных экспериментов, проведенных с ее помощью, согласуются с реальным состоянием объекта, о котором судим на основании соответствующих опытных данных.

Возможная неадекватность (или недостаточная адекватность) модели исследуемым процессам может быть

вызвана допущениями, сделанными при ее создании, или ошибками при реализации. Основные причины возможной недостаточности адекватности таковы:

1. Неточность или неполнота математической формулировки задачи, определяющие ее несоответствие особенностям физических процессов в реальном объекте (неправильный выбор дифференциальных уравнений или их недостаточное количество);
2. Несоответствие условий однозначности (качественное или количественное) параметрам функционирования реального объекта, полученное в результате упрощений или ошибок при задании;
3. Погрешность аппроксимации дифференциальных уравнений математической формулировки и условий однозначности;
4. Неточность решения системы алгебраических уравнений, полученных в результате аппроксимации.

Что касается математического описания задачи при помощи дифференциальных уравнений, то применительно к задачам тепловой обработки материалов, как было указано выше, в большинстве случаев возможно использование только дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности. Такой подход применительно к внутренней задаче теплообмена обычно не вносит существенной погрешности.

Погрешности на третьем и четвертом уровне могут быть получены в результате ошибок при составлении конечно-разностного аналога дифференциального уравнения, получении выражений для прогоночных коэффициентов или при решении полученной системы алгебраических уравнений. Ошибки такого рода приводят к появлению грубых погрешностей и для их выявления, как правило, достаточно провести сверку результатов численных экспериментов и параметров реального объекта по наиболее общим показателям (например, расчетное и реальное

время процесса тепловой обработки до достижения материалом заданной кондиции). С другой стороны даже при правильном подходе к аппроксимации и численному решению дифференциального уравнения следует помнить, что переход к конечно-разностному аналогу всегда сопровождается погрешностью аппроксимации, которая падает с уменьшением шагов по времени и координате.

Каждая из схем аппроксимации имеет свои особенности по формированию погрешности; кроме того, разрешение нелинейности задачи за счет использования температур рассматриваемых узлов в предыдущий момент времени приводит к появлению дополнительной погрешности.

Для того чтобы убедиться в том, что возникающий уровень погрешности аппроксимации не вносит недопустимо большой ошибки в результаты расчетов, необходимо для одних и тех же исходных данных провести ряд численных экспериментов, синхронно меняя шаги по времени и координате в сторону уменьшения, продолжая эту работу до тех пор, пока разница между искомыми величинами для двух соседних численных экспериментов не станет меньше того уровня погрешности, который исследователь считает допустимым для своей задачи.

Таким образом, после отсева возможных грубых ошибок аппроксимации и численного решения, а также установления неизбежной погрешности аппроксимации на заданном уровне ставится вопрос о степени соответствия условий однозначности параметрам работы реального объекта. В общем случае это несоответствие может возникать (как правило, оно в той или иной мере имеет место всегда) по следующим причинам:

– неосознанные ошибки при задании условий однозначности либо по причине не учета некоторых важных особенностей процесса, либо имеющие вычислительную природу;

- погрешность, возникающая по причине упрощений, сделанных исследователями, таким образом, сознательно исключившими некоторые особенности процесса из рассмотрения;
- неточность задания зависимостей теплофизических характеристик обрабатываемых материалов от температуры.

Перечень возможных упрощений при задании условий однозначности для решения задач нагрева и охлаждения:

- переход от реальной объемной формы заготовок к решению двухмерной (или одномерной) задачи для заданного расчетного сечения;
- замена реальной формы расчетного поперечного сечения – кругом с эквивалентным диаметром или прямоугольным сечением;
- использование упрощенных подходов к заданию граничных условий теплообмена (не учет неравномерности поля скоростей и температур греющей или охлаждающей сред);
- переход от рассмотрения полного сечения заготовки к четверти сечения.

Параметрическая чувствительность модели

Для того, чтобы определиться со степенью влияния возможной неточности задания значений теплофизических свойств обрабатываемого материала или величин, входящих в граничные условия, определяется параметрическая чувствительность модели. В результате этой процедуры устанавливается, к какой погрешности окончательного результата приведет конкретная погрешность задания определенных величин, что позволяет выносить суждение о том, к заданию каких величин требует отнестись более тщательно. Для решения задачи определения параметрической чувствительности модели тепловой обработки существует несколько методов [25].

Наиболее простым из них является проведение серии численных экспериментов, в которых при прочих равных

условиях в качестве одного из теплофизических свойств (или параметров граничных условий) последовательно подставляются величины из ряда, состоящего из значений с заданным относительно базового значения исследуемой величины уровнем отклонения, меняющимся от нуля до максимально возможного уровня. Анализ результатов серии численных экспериментов позволяет выносить качественные и количественные суждения о влиянии погрешности задания конкретной величины, характеризующей теплофизический свойства (граничные условия), на результаты моделирования.

В работах [25, 48, 49] были получены и систематизированы данные о чувствительности конечной температуры металла к параметрам теплообмена для различных математических моделей нагрева металла в проходных толкательных методических печах. Установлено, что наибольшее влияние на температуру металла имеют коэффициенты лучистого теплообмена. Для математических моделей с более сложной структурой влияния коэффициентов теплообмена на температуру нагреваемых тел чувствительность выходных координат к одним и тем же параметрам ниже, чем для более простых моделей.

Пример подтверждения адекватности математической модели тепловой обработки материалов для технологии нагрева заготовок в печах

В качестве примера процедуры подтверждения адекватности математической модели тепловой обработки материалов рассмотрен случай нагрева заготовок под ковку в современных печах камерного типа ЗАО «НКМЗ». Начальная настройка математической модели проводилась на основании значений, приведенных коэффициентов излучения, определенных при помощи соответствующих зависимостей из аналитической методики для исходных данных, приведенных ниже.

Исходные данные для моделирования

Характеристики камеры печи:

Площадь кладки $F_{\text{кл}}=94 \text{ м}^2$;

Объем камеры печи $V_{\text{к}}=240 \text{ м}^3$;

Толщина футеровки из керамоволокна $S=0,2 \text{ м}$;

Коэффициент теплопроводности материала футеровки $\lambda=0,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Характеристики нагреваемых заготовок:

Число заготовок $n=6$;

Диаметр заготовок $d=1,0 \text{ м}$;

Длина заготовок $l=6 \text{ м}$;

Марка стали 20;

Заданная температура нагрева 1225°C .

Характеристики топлива и его сжигания:

Топливо природный газ $35800 \text{ кДж}/\text{м}^3$;

Коэффициент расхода воздуха $\alpha=1,13$;

Выход продуктов сгорания с единицы топлива $12 \text{ м}^3/\text{м}^3$;

Коэффициент рекуперации $k_{\text{r}}=0,3$.

Особенности технологии нагрева:

Нагрев осуществляется в двух периодах: 1-ый с постоянным потоком, 2-ой с постоянной температурой печи; начальная плотность теплового потока $q_{\text{нач}}=78110 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

В результате проведения численного эксперимента при помощи математической модели и сопоставления полученных результатов с практическими параметрами реализации данной стандартной операции тепловой обработки установлено, что разница реального и расчетного времени нагрева до достижения заданного теплового состояния заготовок составила менее 5%, соответствие расчетного и реального расходов газа находится в пределах той же погрешности.

Полученное при помощи математической модели изменение температурного поля заготовок в течение нагрева продолжительностью 10,6 ч представлено на рис. 2.6. Кривые 1 и 2 описывают изменение температур поверхности и середины

заготовок соответственно; кривые, лежащие между ними соответствуют слоям, расположенным через каждые 56мм.

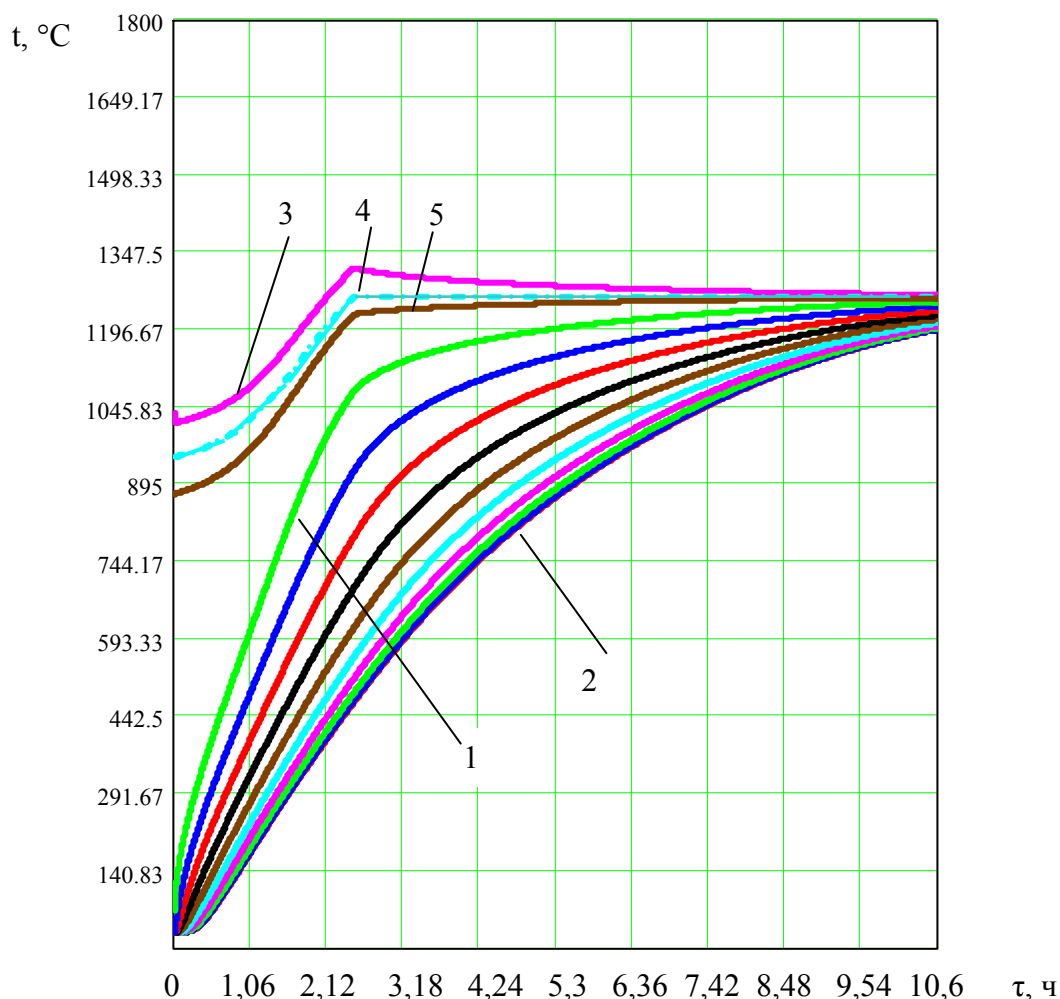


Рисунок 2.6 – Результаты расчета температурного поля металла в течение нагрева (1 – температура поверхности заготовок; 2 – температура центра заготовок; 3 – температура дыма, 4 – температура печи; 5 – температура кладки)

Возможно использование более углубленных процедур подтверждения адекватности математических моделей, при которых контролируется изменение температуры конкретных точек на поверхности тел, подвергающихся тепловой обработке, или в их массиве.

Подстройка модели

Вопрос о влиянии упрощений при задании условий однозначности или ошибок при реализации этой процедуры на результаты моделирования в значительной мере решается на

стадии разработки математической модели за счет анализа опыта других исследователей и, если необходимо, при помощи метода начальной настройки.

В случае существенного рассогласования между результатами моделирования и практическими данными о параметрах реализации технологии тепловой обработки материалов после устранения всех возможных ошибок на стадии создания модели необходимо прибегнуть к методу подстройки.

Реализация подстройки математической модели может осуществляться в динамическом (оперативном режиме), например, по методу стохастической аппроксимации. Реализация этого метода для оперативной подстройки математической модели нагрева заготовок в методической печи детально проанализирована в работе [25].

В данной работе предложен также упрощенный вариант подстройки модели (приближенный к статическому), когда единократно на основании разницы определенных при помощи численного эксперимента и замеренных на натурном объекте величин уточняются значения параметров, входящих в граничные условия. При этом вместо стохастической аппроксимации можно прибегнуть к методу «прострела», когда, перебирая с определенным шагом значения параметров граничных условий в различных комбинациях, достигается совпадение расчетных и экспериментальных данных в пределах заданной погрешности.

Затем несколько раз производится сверка результатов численных экспериментов с результатами замеров для других режимных параметров технологии тепловой обработки материалов. В случае соответствия расчетных и экспериментальных данных в пределах заданной погрешности для ряда характерных режимов работы процедура подстройки считается завершенной.

2.8 Специальные возможности метода математического моделирования для исследования тепловой обработки материалов в печах

2.8.1 Изучение температурных возмущений в массиве материала, подвергающегося тепловой обработке

Сущность предложенного подхода заключается в том, что для всех поверхностей тела (граней расчетного сечения) кроме одной задаются базовые величины итоговых коэффициентов теплоотдачи и температуры теплообменивающихся сред, а для одной из поверхностей или граней в определенный момент времени задается аномальное значение (тот уровень отклонения параметров теплообмена, который исследуется) коэффициента теплоотдачи или температуры среды. Далее при помощи математической модели тепловой обработки рассчитывается температурное поле всего тела или рассматриваемого температурного сечения. Вводится плоскость симметрии тела или ось симметрии расчетного сечения, по разные стороны которой возникла несимметричность теплового поля. Температуры симметричных точек тела, лежащих по разные стороны плоскости (оси) симметрии вычитаются друг из друга и на основании этой разницы выносится суждение о возникшей несимметричности теплового поля. Отклонение для конкретной пары симметричных точек разницы их температур от нуля свидетельствует о достижении волной тепловой несимметричности глубины, на которой лежат точки.

2.8.2 Создание подхода для углубленного анализа температурного поля материала, подвергающегося тепловой обработке

Как известно из «сопротивления материалов», для образования трещины в каком-либо теле необходимо, чтобы в его

некоторой области имело место хотя бы одно из соотношений [50, 51]:

$$\sigma > \sigma_{\text{доп}}; \quad \varepsilon > \varepsilon_{\text{доп}}; \quad \dot{\varepsilon} > \dot{\varepsilon}_{\text{доп}},$$

где σ , ε , $\dot{\varepsilon}$ – текущие значения напряжения, деформации и скорости деформации для какой-либо области заготовки, определенные на основе анализа ее напряженно-деформированного состояния;

$\sigma_{\text{доп}}$, $\varepsilon_{\text{доп}}$, $\dot{\varepsilon}_{\text{доп}}$ – допустимые значения напряжения, деформации или скорости деформации для какой-либо области тела, определенные для заданного химического состава материала и локальной температуры.

Все названные величины (напряжение, деформация и скорость деформации) определяются не только распределением температур в рассматриваемом сечении в определенный момент времени (соответственно и полем температурного градиента), но и темпом изменения температуры.

Для более глубокого анализа напряженно-деформированного состояния материала, подвергающегося тепловой обработке, в данной работе предложено определять не только температурное поле тел, подвергающихся тепловой обработке, но и поле темпа изменения температуры. То есть с точки зрения высшей математики речь идет об определении поля

величин $\frac{\partial t}{\partial \tau}$.

Найденное поле температур изучаемого тела является исходным материалом для определения поля темпа изменения температуры. Для любой точки, лежащей в области, определяемой геометрическими условиями, темп изменения температуры (производная от температуры по времени) определяется следующим образом:

$$\left. \frac{\partial t}{\partial \tau} \right|_{j,k,l} = \frac{t_{j,k,l}^i - t_{j,k,l}^{i-1}}{\Delta \tau}, \quad (2.25)$$

где j, k, l – координаты узла, соответствующего изучаемой точке, в объеме рассматриваемого тела;

$i, i-1$ – рассматриваемый и предыдущий момент времени;

$\Delta \tau$ – шаг по времени.

Для составления более полного представления о напряженно-деформированном состоянии формирующихся непрерывнолитых заготовок наряду с полем темпа изменения температуры целесообразно анализировать поле температурного градиента. При решении задач термоупругости и стационарном тепловом состоянии поле напряжений определяется именно температурным градиентом. Представление об изменении температурного градиента можно получить на основе визуального анализа кривых, описывающих изменение температуры по толщине тела в каждый момент времени, полученных при помощи математической модели. Однако точное поле этой величины должно быть определено на основании обработки температурного поля, с применением подхода, аналогичного тому, что был использован при составлении зависимости (2.25) – разница температур соседних узлов сетки относится к расстоянию между ними. В случае если точки не лежат на отрезке, параллельном одной из осей, необходимо определять проекции температурного градиента на каждую из них.

Известно, что темп изменения температуры пропорционален производной от температурного градиента. Поэтому на практике имеется возможность, определив на основании обработки данных о температурном состоянии изучаемых тел поле одной из этих величин, перейти путем использования конечно-разностных аналогов дифференцирования или интегрирования к полю недостающей величины.

При анализе эффективности нагрева или охлаждения на практике используют такую величину как скорость изменения температуры металла, при этом предпочтение отдается единицам измерения $^{\circ}\text{C}/\text{ч}$. Однако нет единообразия подходов, к тому изменение какой из температур следует отслеживать: температуры поверхности или среднемассовой. Ведь в начальные периоды времени, особенно до прохождения инерционного периода, их отличие очень значительно. С этой точки зрения нахождение распределения темпа изменения температуры по сечению заготовки представляется особенно важным.

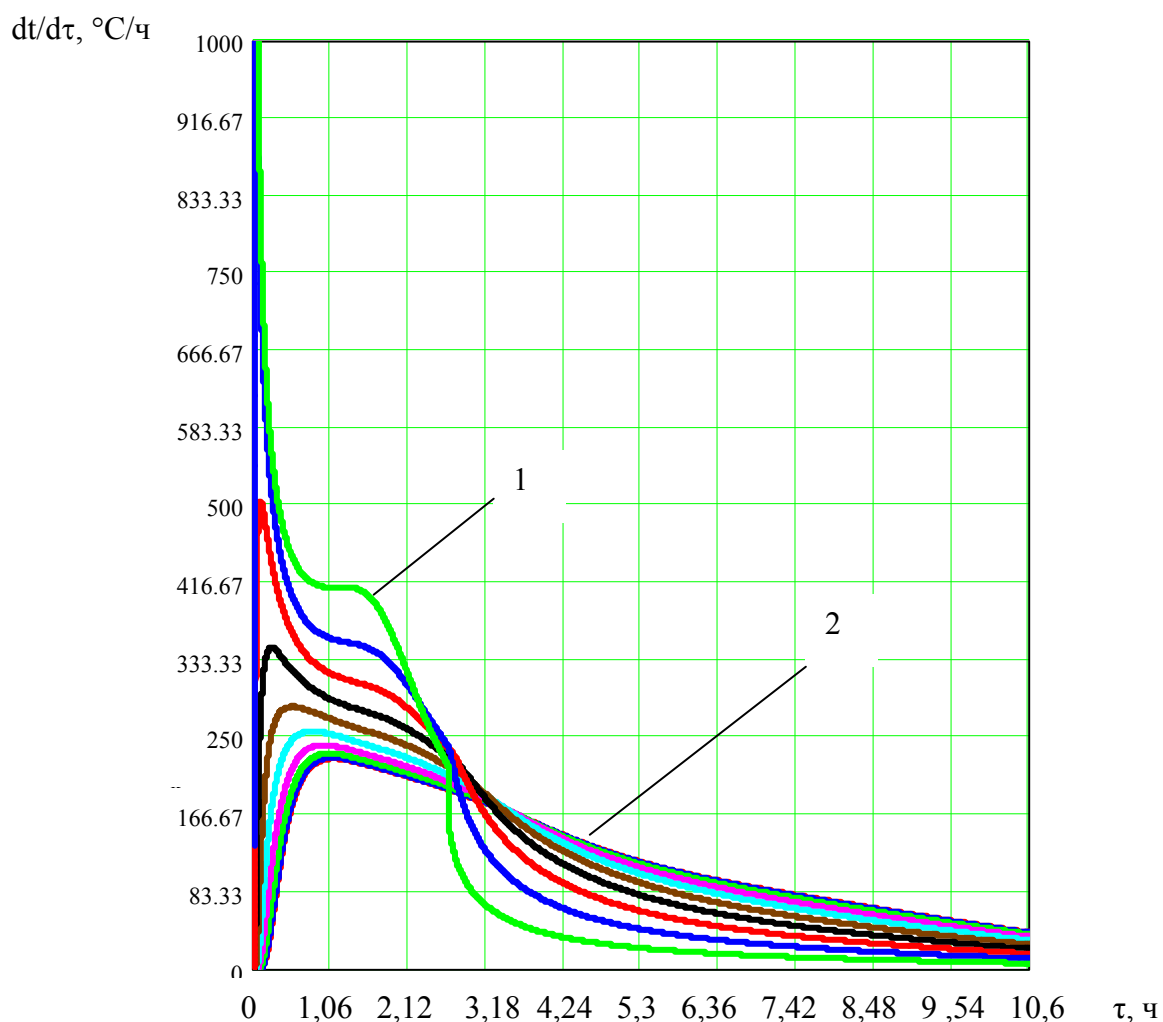


Рисунок 2.7 – Результаты расчета темпа изменения температурного поля материала в течение нагрева (1 – для поверхности заготовок; 2 – для центра заготовок)

На рис. 2.7 представлена диаграмма темпа изменения температуры в массиве нагреваемого материала для тех же исходных данных, что были использованы в примере подтверждения адекватности математической модели. Анализ этой информации предоставляет две возможности:

- качественно оценить, для каких моментов времени и слоев по толщине заготовки возникают наибольшие термические напряжения, и предоставить исходные данные для количественного расчета этих величин при помощи соответствующих зависимостей из сопротивления материалов;
- определить скорость нагрева различных слоев материала в любой произвольный момент времени.

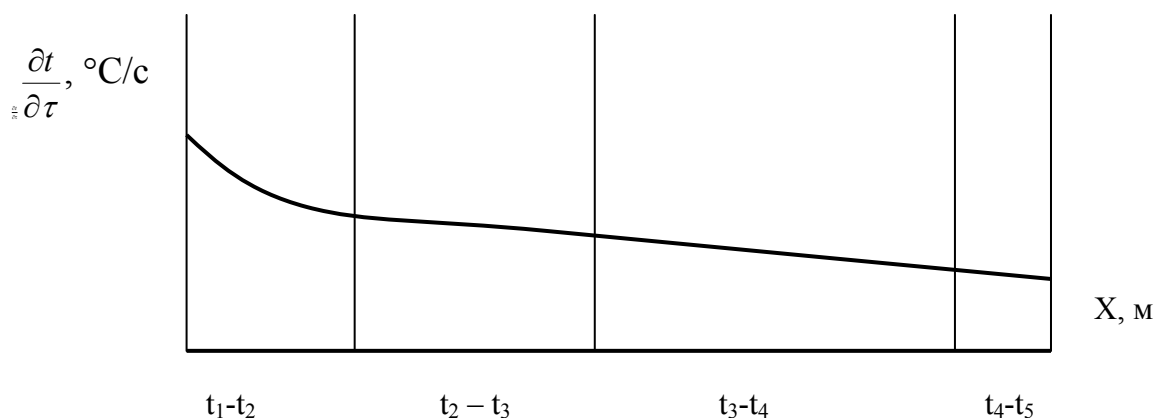


Рисунок 2.8 – Вид диаграммы темпа изменения температуры по толщине заготовки для некоторого момента времени с наложением характерных температурных диапазонов структурных преобразований

Дополнительная возможность использования темпа изменения температуры заключается в анализе влияния тепловых параметров нагрева и охлаждения на фазовые преобразования в массиве материала и, таким образом, может содержать основы целенаправленного управления микроструктурой. Так, известно, что характер и глубина преобразований зависят от скорости нагрева (охлаждения) в определенных температурных диапазонах. Получение совмещенной информации о поле температур и темпе изменения температур в расчетном сечении

заготовки в конкретный момент позволят построить диаграмму, представленную на рис. 2.8. На ней условно для произвольного момента времени показан вид кривой, описывающей темп изменения температуры по толщине заготовки, и нанесено несколько характерных диапазонов структурных преобразований.

2.9 Выводы

В главе отработаны основы построения универсальной математической модели тепловой обработки материалов в печах, базирующейся на решении дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности. Разработаны схемы задания геометрических и начальных условий для различных возможных вариантов реализации тепловой обработки.

Рассмотрены особенности лучистого и конвективного теплообмена в камерах печей. Отработано задание граничных условий теплообмена для технологий нагрева и охлаждения материалов в печах. Для начальной настройки моделей, описывающих работу высокотемпературных печей, предложено использовать значения приведенных коэффициентов излучения, взятых из соответствующих аналитических методик.

Разработано математическое описание изменения температуры газовой среды, заполняющей агрегат, в зависимости от параметров технологии. Показаны схемы совместного использования подмодели температурного состояния футеровки с базовой моделью изучения теплового состояния обрабатываемого материала.

Проработаны вопросы численного решения поставленной задачи тепловой обработки материалов. Для аппроксимации дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности выбрана неявная схема.

Рассмотрены вопросы подтверждения адекватности математической модели тепловой обработки материалов. Пример

реализации этой процедуры показан для технологии нагрева крупных кузнечных слитков в печах камерного типа под обработку давлением. В этом случае математическая модель, прошедшая только процедуру начальной подстройки, показала достаточную степень соответствия результатов численных экспериментов практическим данным о времени нагрева заготовок до достижения заданных кондиций теплового состояния и общем расходе газа (в пределах инженерной погрешности 5%).

Для упрощенной подстройки математической модели предложена процедура «статической» подстройки и метод «прострела», базирующийся на проведении серии численных экспериментов с различными комбинациями параметров граничных условий, меняющихся с определенным шагом по заданной схеме. Анализ результатов позволяет выбрать набор параметров граничных условий, при котором достигается заданный уровень адекватности математической модели.

Разработан ряд подходов, расширяющих информативность математических моделей и возможности использования данных, предоставляемых с их помощью, для углубленного анализа теплового состояния тел:

- предложен подход для изучения температурных возмущений в массиве материала, подвергающегося тепловой обработке, который позволяет изучать скорость распространения возмущения в зависимости от параметров технологии и возникшей несимметричности теплообмена;

- проработаны методологические основы использования полей величин темпа изменения температуры и температурного градиента для упрощенных качественных оценок напряженно-деформированного состояния тел, подвергающихся тепловой обработке, и анализа влияния параметров теплотехнологий на параметры микроструктуры.

3 АНАЛИЗ ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПЛАМЕННЫХ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПЕЧЕЙ

3.1 Общие положения

Для анализа эффективности тепловой работы нагревательных печей принято использовать величины коэффициента полезного действия, который представляет собой долю энергии топлива, поступившей в агрегат извне, усвоенной нагреваемым материалом, и коэффициента использования топлива, соответствующего доле энергии, оставленной в рабочей камере (эта энергия идет на нагрев материала и покрытие теплопотерь рабочей камеры). Чаще используют величину коэффициента использования топлива. Различают текущие и средние за процесс нагрева значения коэффициента использования топлива.

Текущие значения коэффициента использования топлива определяются следующим образом [7]:

$$\eta = \frac{Q_n^p + Q_\phi^e + Q_\phi^m - V_{yx} \cdot c^{t_{yx}} \cdot t_{yx}}{Q_n^p},$$

где Q_n^p – теплота сгорания топлива, Дж/м³;

Q_ϕ^e – физическое тепло воздуха, поступающего для горения в рабочую камеру печи, отнесенное к единице топлива (эта величина состоит в общем случае из трех слагаемых: исходное тепло атмосферного воздуха, тепло сообщенное воздуху при подогреве вне печи, тепло сообщенное воздуху при подогреве в рекуператоре уходящими продуктами сгорания), Дж/м³;

Q_ϕ^m – физическое тепло топлива, отнесенное к единице топлива (также, как и в случае физического тепла воздуха, может в общем случае состоять из трех слагаемых), Дж/м³;

V_{yx} – количество продуктов сгорания, покидающих рабочую камеру печи и приходящееся на единицу топлива (при отсутствии

присосов численно равно выходу продуктов сгорания от горения 1 м³ топлива при заданном значении коэффициента расхода воздуха), м³/м³;

c^{yx} – средняя теплоемкость продуктов сгорания, покидающих рабочую камеру, при их температуре, Дж/(м³·К);

t_{yx} – температура продуктов сгорания, покидающих рабочую камеру, °С;

Поскольку тепло атмосферного воздуха представляет собой незначительную величину в общем тепловом балансе, а внешний подогрев воздуха, как правило, не применяется, для случая поступления в агрегат холодного газа вычисление текущего значения коэффициента использования топлива можно провести по следующей зависимости:

$$\eta = \frac{Q_n^p - V_{yx} \cdot c^{yx} \cdot t_{yx} \cdot (1 - k_r)}{Q_n^p}, \quad (3.1)$$

где k_r – коэффициент рекуперации (доля теплоты уходящих из рабочей камеры продуктов сгорания, возвращаемая в нее с подогретым в рекуператоре воздухом, идущим на сгорание топлива, и в ряде случаев с топливом).

В качестве среднего за процесс нагрева коэффициента использования топлива для агрегата периодического действия в данной работе предложено понимать средневзвешенное значение, которое зависит от распределения во времени текущих значений коэффициента использования топлива и тепловых потоков, падающих на поверхность материала, и определяется следующим образом:

$$\eta_{св} = \frac{m \cdot c \cdot \Delta t + Q_{nom} \cdot \tau_n}{F_m \cdot \int_0^{\tau_n} \frac{q}{\eta} \cdot d\tau + \int_0^{\tau_n} \frac{Q_{nom}^m}{\eta} d\tau}, \quad (3.2)$$

где m – масса нагреваемого материала, кг;

c – средняя теплоемкость нагреваемого материала для интервала температур тепловой обработки, Дж/(кг·°C);

Δt – требуемое повышение среднemasсовой температуры, °C;

$Q_{\text{пот}}$ – средняя мощность теплотерь рабочей камеры за период нагрева, Вт;

$Q_{\text{пот}}^T$ – текущая мощность потерь тепла рабочей камерой, Вт;

τ_n – время нагрева материала, с;

q – текущее значение плотности теплового потока, падающего на поверхность материала, Вт/м²;

η – текущее значение коэффициента использования топлива;

F_m – наружная поверхность нагреваемых тел, м².

Для печей непрерывного действия при установившемся режиме работы нет различия между текущими и средневзвешенным значениями коэффициента использования топлива и вычисления ведем по зависимости (3.1).

При заданных параметрах нагрева расход топлива будет определен средневзвешенным значением коэффициента использования топлива за весь период нагрева:

$$V = \frac{m \cdot c \cdot \Delta t + Q_{\text{пот}} \cdot \tau_n}{\eta_{\text{св}} \cdot Q_n^p}, \quad (3.3)$$

где Q_n^p – теплота сгорания топлива, Дж/м³.

Как видно из зависимости (3.3), задача сокращения расхода топлива может решаться за счет повышения средневзвешенного значения коэффициента использования топлива за процесс нагрева и сокращения потерь тепла рабочей камерой.

3.2 Пути сокращения потерь тепла рабочей камерой

Структура потерь тепла рабочими камерами печей периодического действия в общем виде включает в себя потери тепла теплопередачей через футеровку, излучением через открытые отверстия, излучением через пламенное окно. Среди

этих потерь преобладают потери тепла через футеровку. Тем более, что для современных агрегатов площадь отверстий, через которые тепло теряется излучением, сводится к минимуму.

Для ряда конструкций агрегатов непрерывного действия (например, методических толкательных печей с двухсторонним обогревом) к названным видам потерь добавляются потери тепла с охлаждающей водой поддерживающей системы, по которой металл движется в методической и сварочной зонах. Их величина занимает существенное место в тепловом балансе печи и приводит к значительному повышению расхода топлива [52]. Поэтому при конструировании современных проходных печей стремятся потери с охлаждающей водой свести к нулю за счет отказа от поддерживающей водоохлаждаемой системы и перехода на односторонний нагрев, либо за счет высокоэффективной изоляции поддерживающей системы.

Так или иначе, для любого агрегата потери тепла теплопередачей через футеровку являются неизбежными и потому сегодня основным мероприятием по сокращению потерь тепла рабочей камерой можно считать выбор и использование для футеровки ограждающих поверхностей рабочих камер теплотехнологических агрегатов керамоволокнистых изделий с низкими значениями коэффициента теплопроводности и плотности. Это позволяет сократить потери тепла теплопередачей через ограждение агрегата при установившемся режиме теплообмена и снизить количество тепла, аккумулируемого стенками, при прогреве агрегата. Такой подход к футеровке вновь создаваемых печных агрегатов используется уже на стадии проектирования, а для работающих агрегатов его можно использовать для реконструкции футеровки с целью существенного сокращения теплотерь и экономии топлива.

Рассмотрение поставленной задачи для начала ограничено печами непрерывного действия, для которых пренебрегаем учетом потерь на аккумуляцию тепла футеровкой.

Тепловые потери через футеровку агрегата до реконструкции вычисляются как:

$$Q_{до рек} = \frac{\Delta t}{R_{\Sigma}} \cdot F, \quad (3.4)$$

где Δt – средний по длине печи температурный перепад (потенциал), определяющий тепловой поток через футеровку, вычисляется как разница средней по длине печи температуры газов, заполняющих камеру печи, и температуры окружающей среды, °С;

R_{Σ} – итоговое термическое сопротивление на пути тепла через футеровку печи (сумма термических сопротивлений конвективной и лучистой отдаче тепла от газов к внутренней поверхности футеровки, теплопроводности через слой (слои) футеровки, конвективной и лучистой теплоотдаче от наружной поверхности футеровки в окружающую среду), К·м²/Вт;

F – площадь внутренней поверхности футеровки, м².

Если есть существенные отличия в величине термического сопротивления элементов ограждения рабочей камеры или в характере взаимодействия их наружных поверхностей с окружающей средой, эта ситуация может быть учтена путем введения расчетного значения площади поверхности F_p , которое позволяет получить действительную величину теплотерь при использовании одного усредненного для всей печи термического сопротивления футеровки и температурного перепада:

$$F_p = \gamma_p^{cm} \cdot \psi^{cm} \cdot F_{cm} + \gamma_p^{cv} \cdot \psi^{cv} \cdot F_{cv} + \gamma_p^{nod} \cdot \psi^{nod} \cdot F_{nod},$$

где $F_{ст}$, $F_{св}$, $F_{под}$ – площадь поверхности стен, свода и подины, м²;
 $\gamma_p^{ст}$, $\gamma_p^{св}$, $\gamma_p^{под}$ – коэффициент изменения тепловой проводимости элемента ограждения по сравнению с вариантом, принятым за базовый (в случае равенства тепловой проводимости конкретной поверхности базовому значению коэффициент изменения тепловой проводимости равен единице);

$\psi^{ст}$, $\psi^{св}$, $\psi^{под}$ – коэффициент снижения расчетного температурного напора относительно базового значения ($t_{пс}^{ср} - t_{ос}$) для стен, свода и подины соответственно (с помощью этого коэффициента можно учесть условия ослабленного или усиленного охлаждения конкретного элемента ограждения).

Возможен также подход, по которому отдельно рассчитываем потери тепла для участков агрегата с характерными значениями термического сопротивления и особенностями охлаждения футеровки и суммируем все результаты.

Тепловые потери через футеровку агрегата после реконструкции вычисляются как:

$$Q_{после рек} = \frac{\Delta t}{R_{\Sigma} + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} \cdot F, \quad (3.5)$$

где δ_n – толщина добавленного слоя футеровки, м;

λ_n – коэффициент теплопроводности материала добавленного слоя футеровки, Вт/(м·К).

Предложенная зависимость вносит некоторую погрешность относительно действительной ситуации, так как введение дополнительного термического сопротивления за счет нанесения слоя материала на внутреннюю поверхность базового слоя футеровки приведет к изменению средней температуры слоев базовой футеровки и, следовательно, к некоторому изменению коэффициентов их теплопроводности, а также повлечет изменение температуры наружной поверхности футеровки и соответственно некоторое изменение итогового коэффициента теплоотдачи от нее в окружающую среду. Однако данные соображения не оказывают решающего воздействия на итоговую величину теплового потока через футеровку агрегата после реконструкции. Как правило, их неучет приводит к некоторому завышению расчетной величины теплотерь. Во-первых,

коэффициент теплопроводности шамотных материалов (обычно используемых в качестве базовой футеровки) увеличивается с ростом температуры, а значит в действительности снижение среднемассовой температуры базовой футеровки после добавления внутреннего слоя керамоволокна приведет к падению среднего для базовой футеровки значения коэффициента теплопроводности. Во-вторых, снижение температуры наружной поверхности футеровки в действительности приведет к уменьшению итогового коэффициента теплоотдачи от нее в окружающую среду.

Разница теплотеря агрегата до и после реконструкции определяется как:

$$\Delta Q = Q_{до рек} - Q_{после рек} = \frac{\Delta t}{R_{\Sigma}} \cdot F - \frac{\Delta t}{R_{\Sigma} + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} \cdot F = \frac{\Delta t \cdot \frac{\delta_n}{\lambda_n} \cdot F}{R_{\Sigma} \cdot \left(R_{\Sigma} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right)}. \quad (3.6)$$

Тогда, полагая, что температурный режим нагрева, время нагрева и изменение средней температуры дыма по длине печи не изменятся после реконструкции, относительную экономию топлива определим как:

$$\Delta Q_{ec} = \frac{\Delta Q}{m \cdot c \cdot \Delta t_{нагр} + Q_{до рек} + Q_{пр.пот.}}, \quad (3.7)$$

где m – производительность агрегата по нагреву материала, кг/с;
 c – средняя теплоемкость нагреваемого материала, посчитанная для диапазона температур тепловой обработки, Дж/(кг·К);

$\Delta t_{нагр}$ – изменение среднемассовой температуры материала в процессе тепловой обработки, °С;

$Q_{пр. пот.}$ – прочие потери печи (сюда в общем случае могут входить потери тепла излучением через открытые отверстия, потери тепла с охлаждающей водой и другие виды потерь), Вт.

В данном исследовании потери учтенные в слагаемом $Q_{пр.пот.}$ приняты равными нулю. С одной стороны, некоторые из них,

действительно, для ряда агрегатов непрерывного действия либо отсутствуют, либо сводятся к минимуму при применении современных технических решений, с другой стороны, учет конкретного значения величины $Q_{\text{пр.пот}}$ не внесет существенных изменений в изложенную ниже методику.

Подставляя выражение для определения разницы теплопотерь до и после реконструкции (3.6) в выражение (3.7) и выполняя ряд преобразований, получим зависимость термического сопротивления добавленного слоя керамоволокнистого материала от требуемой относительной экономии топлива:

$$R_m^{\text{доб}} = \frac{\delta_n}{\lambda_n} = \frac{\Delta Q_{\text{ес}} \left(m \cdot c \cdot \Delta t_{\text{нагр}} + \frac{\Delta t \cdot F}{R_{\Sigma}} \right) \cdot R_{\Sigma}^2}{\Delta t \cdot F - \Delta Q_{\text{ес}} \cdot m \cdot c \cdot \Delta t_{\text{нагр}} \cdot R_{\Sigma} - \Delta Q_{\text{ес}} \cdot \Delta t \cdot F}. \quad (3.8)$$

Рассмотрим использование предложенной зависимости на следующем примере: поверхность кладки 240 м^2 . Изменение среднemasсовой температуры материала в процессе нагрева – $1200 \text{ }^{\circ}\text{C}$, средний температурный перепад, определяющий потери тепла – $1100 \text{ }^{\circ}\text{C}$, нагреваемый материал – сталь. Рассмотрены три варианта базовой футеровки:

– 1-ый: однослойная футеровка из плотного шамота, толщина $0,3 \text{ м}$, коэффициент теплопроводности $1 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. На практике такая базовая футеровка вряд ли встречается, так как ее термическое сопротивление не обеспечивает необходимой тепловой изоляции камеры печи при высокотемпературном нагреве; в рассмотрение этот вариант введен для расширения возможностей анализа;

2-ой: однослойная футеровка из плотного шамота, толщина $0,6 \text{ м}$, коэффициент теплопроводности $1 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;

3-ий: двухслойная футеровка, внутренний слой из плотного шамота, толщина $0,3 \text{ м}$, коэффициент теплопроводности 1

Вт/(м·К), второй слой из шамота-легковеса, толщина 0,3 м, коэффициент теплопроводности 0,6 Вт/(м·К).

Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности футеровки в окружающую среду принят 15 Вт/(м²·К).

Анализ зависимости термического сопротивления, которое необходимо добавить при реконструкции футеровки для достижения заданной относительной экономии топлива, приведен на рисунке 3.1.

Из анализа рис. 3.1 видно, что при приближении добавленного термического сопротивления к некоторому граничному значению дальнейшее его увеличение становится неэффективным. Ему соответствует значение граничной относительной экономии топлива, достигнутой за счет реконструкции футеровки. Конкретные значения этих величин в каждом конкретном случае зависят от конструкции и характеристик базовой футеровки, производительности печи и т.д. Причем величина граничной относительной экономии топлива увеличивается при уменьшении производительности печи и при снижении термического сопротивления базовой футеровки.

Оценка целесообразности проведения реконструкции футеровки (особенно при выборе одного из нескольких вариантов) должна проводиться на основе анализа технико-экономических критериев эффективности, например, срока окупаемости.

В общем случае срок окупаемости какого-либо мероприятия определяется как:

$$O = \frac{\Delta Z}{\Delta Pr},$$

где ΔZ – затраты на реализацию мероприятия, ден.ед.;

ΔPr – прибыль от реализации мероприятия, ден.ед./ед. времени.

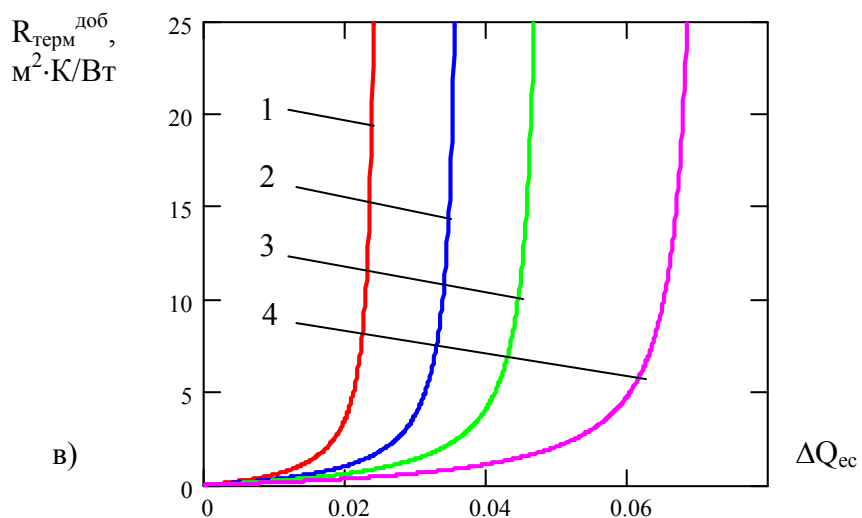
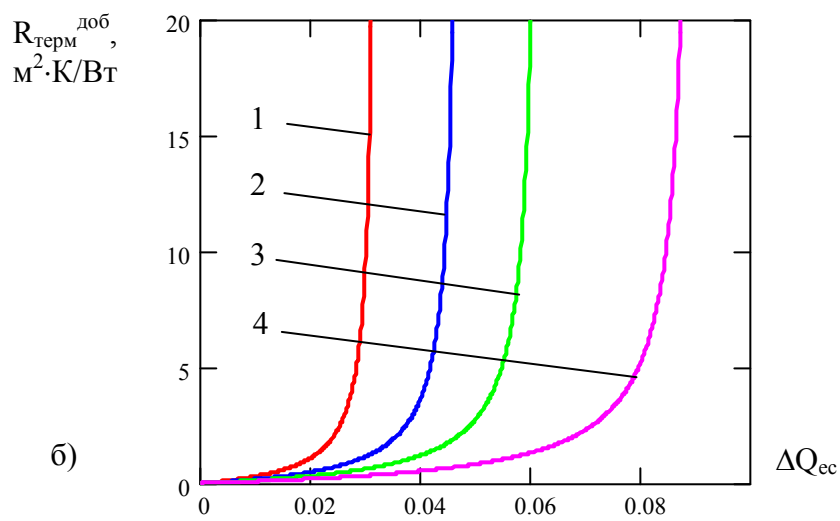
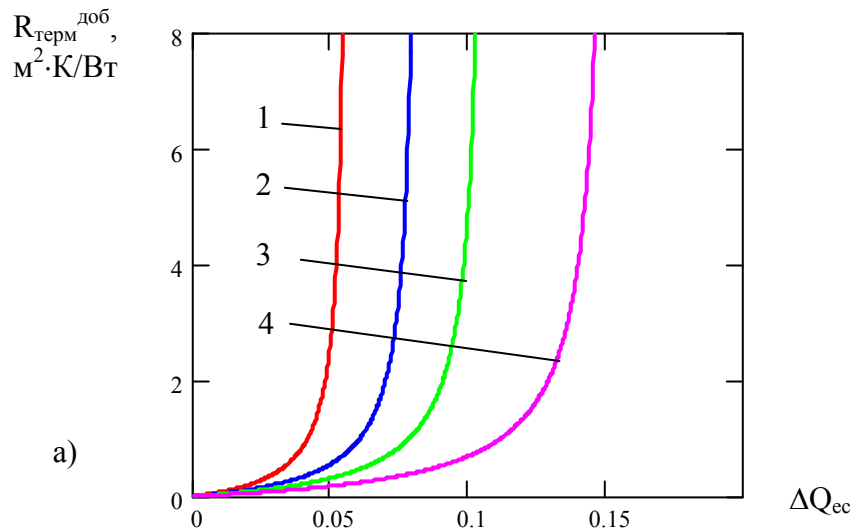


Рисунок 3.1 – Зависимость термического сопротивления, которое необходимо добавить при реконструкции футеровки для достижения заданной относительной экономии топлива (1 – производительность печи 60 т/ч, 2 – 40 т/ч, 3 – 30 т/ч, 4 – 20 т/ч; а – первый вариант футеровки, б – второй вариант футеровки, в – третий вариант футеровки)

Для того чтобы получить возможность удобного вычисления срока окупаемости проектов по реконструкции футеровки высокотемпературных агрегатов в данной работе выведена соответствующая зависимость.

Прибыль от реализации реконструкции футеровки за некоторый характерный период времени (например, год) может быть определена как цена топлива, которое пошло бы на выработку количества тепла, соответствующего разнице теплопотерь агрегата до и после реконструкции с учетом средневзвешенного коэффициента использования топлива в печи ($\eta_{св}$) и коэффициента загрузки агрегата $k_{загр}$. Этот коэффициент представляет собой долю фактической работы агрегата в течение характерного периода времени (в качестве такового часто выбирают 1 год):

$$\Delta Pr = \frac{\Delta Q \cdot n_0}{Q_{нр} \cdot \eta} \cdot k_{загр} \cdot C_{топл},$$

где n_0 – время непрерывной работы в течение года, с;

$C_{топл}$ – цена единицы топлива, ден. ед./м³;

$Q_{нр}$ – низшая теплота сгорания топлива, Дж/м³.

Затраты на реализацию реконструкции футеровки состоят из стоимости материала и монтажа:

$$\Delta Z = M_{уд} \cdot F + \frac{C_{уд}}{s} \cdot F,$$

где $M_{уд}$ – стоимость монтажа 1 м² керамоволокнистого материала, ден. ед./м²;

$C_{уд}$ – цена одного метра рулонного материала с шириной рулона s , ден. ед./м.

Таким образом, итоговая зависимость для определения срока окупаемости выглядит как:

$$O = \frac{\left(M_{уд} + \frac{Ц_{уд}}{s} \right) \cdot Q_{нр} \cdot \eta \cdot \left(R_{\Sigma}^2 \cdot \frac{\lambda_n}{\delta_n} + R_{\Sigma} \right)}{\Delta t \cdot Ц_{топл} \cdot k_{загр} \cdot 365 \cdot 24 \cdot 3600}$$

Как видно из анализа полученной зависимости, сокращение срока окупаемости при прочих равных условиях имеет место:

- при снижении цен на монтаж и закупку материалов;
- при росте цен на топливо;
- при работе с агрегатами с меньшими значениями коэффициента использования топлива;
- при более низких значениях итогового термического сопротивления базовой футеровки;
- при росте термического сопротивления добавленного слоя футеровки.

Аналогичные зависимости для анализа проектов реконструкции футеровки печей периодического действия строятся на схожей методологической базе (3.8), но при этом нужно учитывать изменение количества тепла, аккумулируемого кладкой до и после реконструкции.

3.3 Пути повышения значения коэффициента использования топлива

Из зависимости (3.2) следует, что влияние текущих значений коэффициентов использования топлива на средневзвешенное значение и соответственно расход топлива определяется соответствующими им значениями тепловых потоков и временем действия данного сочетания. Однако очевидно, что для увеличения средневзвешенного значения коэффициента использования топлива необходимо стремиться в каждый момент времени к росту текущих значений коэффициента использования топлива. Анализ зависимости (3.1) показывает, что для роста текущих значений коэффициента

использования топлива в общем случае могут использоваться такие инструменты как сокращение количества продуктов сгорания, покидающих печь, увеличение коэффициента рекуперации и снижение значения температуры продуктов сгорания на выходе из рабочей камеры печи.

3.3.1 Увеличение значения коэффициента рекуперации

Одним из наиболее мощных рычагов повышения величины коэффициента использования топлива на современном этапе развития металлургической теплотехники является рост значения коэффициента рекуперации. Так, для теоретического случая, при котором коэффициент рекуперации равен единице, коэффициент использования топлива также равен единице независимо от температуры продуктов сгорания, покидающих рабочую камеру. По своему физическому смыслу эта величина показывает, какая доля тепла продуктов сгорания, покидающих рабочую камеру, возвращается в нее с теплом подогретых сред (воздуха, топлива или рециркулята).

Подогрев воздуха реализуется при помощи специальных теплообменных аппаратов рекуперативного или регенеративного типа. В последнее время предпочтение отдается аппаратам рекуперативного типа, в которых продукты сгорания топлива непрерывно обмениваются теплом с подогреваемым воздухом через разделительную стенку. На практике используются следующие основные виды рекуператоров: керамические, стальные гладкотрубные, игольчатые, щелевые, спиральные и т.д. У каждого из видов рекуператоров имеются особенности использования, достоинства и недостатки, что определяет сферу их использования.

В настоящее время важной задачей является установление зависимости требуемого значения коэффициента рекуперации от заданной экономии топлива по сравнению с базовым вариантом.

Для решения этой задачи предложен подход, базирующийся на следующем соотношении:

$$\frac{V_{np}}{V_{баз}} = \frac{\eta_{баз}}{\eta_{np}} = \frac{Q_{np} - V_{yx} \cdot (1 - k_{rec}^{баз}) \cdot c^{t_{yx}} \cdot t_{yx}}{Q_{np} - V_{yx} \cdot (1 - k_{rec}^{np}) \cdot c^{t_{yx}} \cdot t_{yx}} = V_{np}^{отн},$$

где $V_{баз}$, V_{np} – расходы топлива для базового и предлагаемого режима отопления (речь может идти как о моментальных расходах, так и полных за весь период нагрева), $\text{м}^3/\text{с}$;

$V_{np}^{отн}$ – относительное значение расхода топлива в предложенном режиме по сравнению с базовым вариантом;

$k_{rec}^{баз}$, k_{rec}^{np} – коэффициенты рекуперации для базового и предлагаемого вариантов.

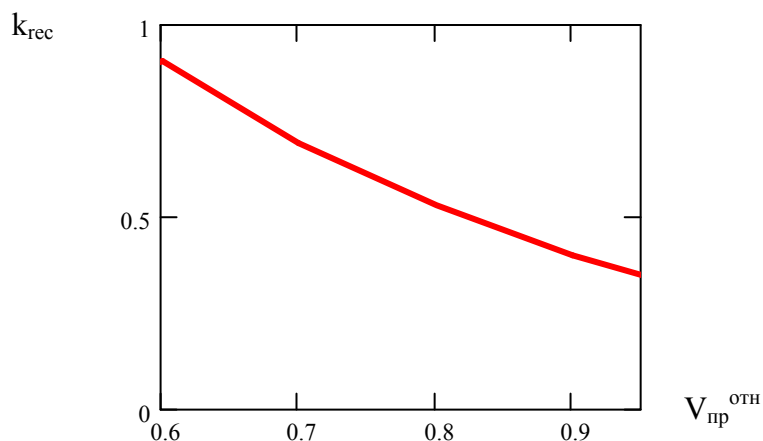


Рисунок 3.2 – Зависимость требуемого значения коэффициента рекуперации для достижения заданной экономии топлива

Предложенная выше зависимость базируется на предположении о неизменном распределении температур продуктов сгорания в камере печи, сохранении темпа нагрева и изменения во времени величины теплопотерь рабочей камеры после реконструкции по изменению значения коэффициента рекуперации. Следует иметь в виду, что достигаемое сокращение расхода топлива повлечет за собой снижение скоростей потоков продуктов сгорания в камере печи и некоторое снижение конвективной составляющей теплообмена. Эта ситуация может обусловить некоторое ослабление эффекта, оцененного при

помощи предложенной зависимости. Однако, учитывая преобладание лучистого теплообмена для высокотемпературных агрегатов, влияние скорости течения газообразных сред на значение конвективной теплоотдачи в степени меньшей единицы, предполагается, что использование предложенной зависимости для предварительной оценки эффекта от роста коэффициента рекуперации вполне правомочно.

Пример использования данной методики для анализа конкретной задачи показан ниже. Для случая применения природного газа в качестве топлива и базового значения коэффициента рекуперации 0,3 требуемые значения коэффициента рекуперации для достижения заданной экономии топлива (заданного сниженного относительного расхода топлива) показаны на рисунке 3.2.

Анализ представленной информации подчеркивает очевидные выводы о том, что даже для теоретического случая, когда коэффициент рекуперации и соответственно коэффициент использования топлива равны 1, предельное снижение расхода топлива имеет вполне конкретное значение. То есть ни при каких обстоятельствах расход топлива не может быть ниже того теоретического значения, при котором вся энергия, поступившая в агрегат извне, идет на заданное повышение теплосодержания материала в процессе тепловой обработки.

Концептуальные и практические вопросы учета и управления величиной коэффициента рекуперации рассмотрены ниже.

Для анализа влияния различных факторов на величину коэффициента рекуперации предложена аналитическая методика, базирующаяся на уравнениях теплового баланса и теплопередачи в рекуператоре:

$$Q = V_{nc} \cdot c_{nc} \Big|_{t_{nc}^x}^{t_{nc}^r} \cdot (t_{nc}^r - t_{nc}^x) = V_B \cdot c_B \Big|_{t_B^x}^{t_B^r} \cdot (t_B^r - t_B^x) = k \cdot F \cdot \Delta t, \quad (3.9)$$

где V_{nc} , V_B – объемные расходы продуктов сгорания и воздуха через рекуператор, $\text{м}^3/\text{с}$;

t_{nc}^x , t_B^x , t_{nc}^r , t_B^r – температуры продуктов сгорания на выходе, воздуха на входе, продуктов сгорания на входе, воздуха на выходе из рекуператора соответственно, $^\circ\text{C}$;

$c_{nc} \Big|_{t_{nc}^x}^{t_{nc}^r}$, $c_B \Big|_{t_B^x}^{t_B^r}$ – средние объемные теплоемкости продуктов сгорания и воздуха при температурах их нахождения в рекуператоре соответственно, $\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$;

k – коэффициент теплопередачи в рекуператоре, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

F – поверхность теплообмена рекуператора, м^2 ;

Δt – среднелогарифмический температурный напор в рекуператоре, $^\circ\text{C}$.

На сегодня наиболее полно изучены прямоточное и противоточное движение сред в теплообменниках рекуперативного типа. На практике, как правило, имеет место противоточно-перекрестный ток. Для дальнейших выкладок в данной работе использованы зависимости для противотока, что принято считать допустимым.

Тогда, между температурными перепадами на входе и выходе из рекуператора существует следующее соотношение [16]:

$$t_{nc}^x - t_B^x = (t_{nc}^r - t_B^r) \cdot e^{-m \cdot k \cdot F}, \quad (3.10)$$

где $m = \frac{1}{V_{nc} \cdot c_{nc} \Big|_{t_{nc}^x}^{t_{nc}^r}} - \frac{1}{V_B \cdot c_B \Big|_{t_B^x}^{t_B^r}}$ – параметр, определяемый на

основании водяных эквивалентов расходов теплообменивающихся сред, $\text{К} \cdot \text{с}/\text{Дж}$.

Совместное рассмотрение выражений (3.9) и (3.10) позволяет получить систему двух уравнений с двумя неизвестными (t_{nc}^x , t_B^r), если считать остальные параметры заданными (t_B^x , t_{nc}^r , F , k , m).

В результате решения системы уравнений получим выражения для определения неизвестных температур через заданные параметры:

$$t_{\epsilon}^2 = \frac{t_{nc}^2 \cdot (e^{-mkF} - 1) + t_{\epsilon}^x \cdot \left(1 - \frac{V_{\epsilon} \cdot c_{\epsilon} \Big|_{t_{\epsilon}^x}}{V_{nc} \cdot c_{nc} \Big|_{t_{nc}^x}} \right)}{e^{-mkF} - \frac{V_{\epsilon} \cdot c_{\epsilon} \Big|_{t_{\epsilon}^x}}{V_{nc} \cdot c_{nc} \Big|_{t_{nc}^x}}}, \quad (3.11)$$

$$t_{nc}^x = t_{nc}^{\Gamma} - \frac{V_{\epsilon} \cdot c_{\epsilon} \Big|_{t_{\epsilon}^x}}{V_{nc} \cdot c_{nc} \Big|_{t_{nc}^x}} \cdot \left(\frac{t_{nc}^2 \cdot (e^{-mkF} - 1) + t_{\epsilon}^x \cdot \left(1 - \frac{V_{\epsilon} \cdot c_{\epsilon} \Big|_{t_{\epsilon}^x}}{V_{nc} \cdot c_{nc} \Big|_{t_{nc}^x}} \right)}{e^{-mkF} - \frac{V_{\epsilon} \cdot c_{\epsilon} \Big|_{t_{\epsilon}^x}}{V_{nc} \cdot c_{nc} \Big|_{t_{nc}^x}}} - t_{\epsilon}^x \right). \quad (3.12)$$

Анализ зависимостей (3.11-3.12) показывает, что определение неизвестных температур представляет собой итерационную задачу. В данной работе она решена в два хода: сначала теплоемкость воздуха была определена для температуры холодного воздуха, а теплоемкость продуктов сгорания для температуры их выхода из камеры печи, затем при помощи искомым температур, определенных в рамках первого приближения, вычисляются теплоемкости, соответствующие средним температурам нахождения сред в рекуператоре, после чего система уравнений (3.11-3.12) решается повторно.

После решения системы уравнений (3.11-3.12) имеется возможность определения температурного перепада в рекуператоре в зависимости от параметров нагрева:

$$\Delta t = \frac{(t_{nc}^2 - t_{\epsilon}^2) - (t_{nc}^x - t_{\epsilon}^x)}{\ln \left(\frac{t_{nc}^2 - t_{\epsilon}^2}{t_{nc}^x - t_{\epsilon}^x} \right)},$$

после чего вычисляем значение коэффициента рекуперации:

$$k_r = \frac{k \cdot F \cdot \Delta t}{V_{nc} \cdot c_{nc}^{t_{nc}^r} \cdot t_{nc}^r}. \quad (3.13)$$

Предложенный подход, базирующийся на комплексе выражений (3.9-3.13), может быть использован для анализа эффективности рекуперации и перспектив ее повышения в каждом конкретном случае для рекуператоров любой конструкции. Так, ниже рассмотрен пример для камерной печи: текущий расход топлива 0,1 м³/с; удельный расход воздуха 11 м³/м³; удельный выход продуктов сгорания 12 м³/м³; температура продуктов сгорания, покидающих камеру печи 1200°С. Для расчетов приняты типовые зависимости теплоемкостей воздуха и продуктов сгорания природного газа от температуры.

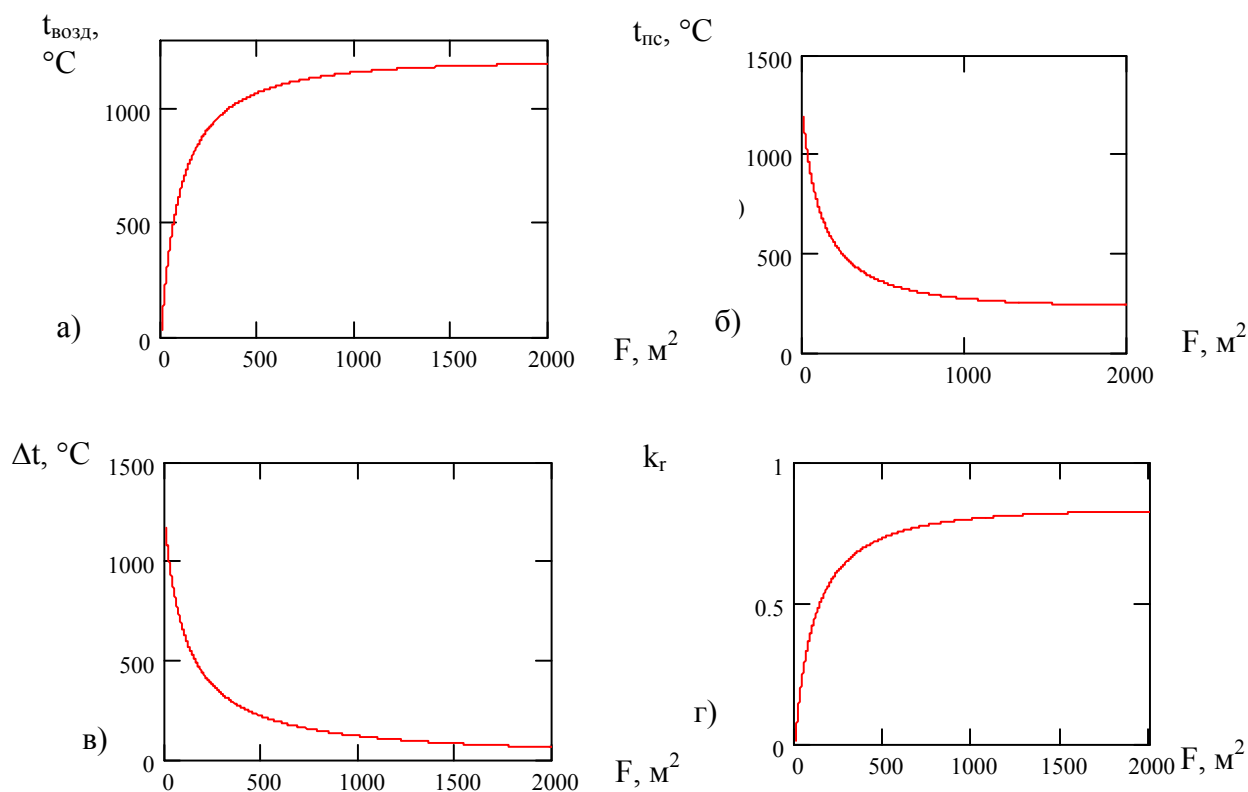


Рисунок 3.3 – Зависимость различных показателей нагрева воздуха (а – температура нагретого воздуха после рекуператора, б – температура охлажденных продуктов сгорания после рекуператора, в – среднелогарифмический температурный перепад в рекуператоре, г – коэффициент рекуперации) от площади поверхности нагрева рекуператора при значении коэффициента теплопередачи в рекуператоре 15 Вт/(м²·К)

Результаты использования разработанного подхода для анализа влияния поверхности теплообмена и коэффициента теплопередачи в рекуператоре на величину коэффициента рекуперации для приведенных выше исходных данных представлены на рис. 3.3-3.4.

Из анализа данных, представленных на рис. 3.3, видно, что эффект влияния прироста поверхности теплообмена рекуператора на показатели нагрева воздуха при прочих равных условиях падает по мере роста этой величины. Кроме того, необходимо иметь в виду, что рост поверхности теплообмена рекуператора при прочих равных условиях сопровождается увеличением гидравлического сопротивления дымового тракта, а для случая реконструкции максимальные габариты рекуператора определяются геометрией дымового боров.

Влияние значения коэффициента теплопередачи в рекуператоре на коэффициент рекуперации при прочих равных условиях представлено на рис. 3.4. Как и в предыдущем случае, по мере роста значения коэффициента теплопередачи в рекуператоре дальнейший прирост этой величины оказывает все меньшее влияние на значение коэффициента рекуперации. Учитывая, что рост значения коэффициента теплопередачи достигается либо за счет увеличения скоростей теплоносителей, либо за счет других средств турбулизации потока, очевидно, что повышение значения коэффициента рекуперации за счет интенсификации теплообмена при прочих равных условиях неизменно сопровождается увеличением гидравлического сопротивления рекуператора. Это соображение накладывает ограничение на достигаемую величину коэффициента теплопередачи в рекуператоре при проектировании новых печных агрегатов или реконструкции старых.

Анализ рис. 3.3-3.4 показывает, что в каждом конкретном случае существует граничное значение величин площади поверхности теплообмена и коэффициента теплопередачи в

рекуператоре, превышение которых нецелесообразно с технико-экономической точки зрения. В качестве показателя для оценки технико-экономической эффективности проектов можно воспользоваться сроком окупаемости.

Предложен алгоритм для анализа тепловой эффективности работы рекуператора, который позволяет производить универсальную предпроектную проработку вопроса выбора рекуператора для реконструкции существующего агрегата или создания нового по следующей схеме:

- задается объем полости для размещения рекуператора;
- для анализа берется несколько конструкций рекуператоров (типовых или концептуально создаваемых), на основании удельной поверхности определяется предельная поверхность теплообмена каждой из конструкций, которую можно расположить в заданной полости;
- выбираются значения коэффициента теплопередачи для каждого из анализируемых рекуператоров из диапазона типовых значений; возможен предварительный расчет этих величин с учетом тепловой производительности агрегата, к которому «примеряются рекуператоры»;
- при помощи комплекса зависимостей (3.9-3.13) предварительно определяем для каждого из рассматриваемых рекуператоров значение коэффициента рекуперации и при помощи зависимости (3.1) значение коэффициента использования топлива и, приняв его как средневзвешенное значение, оцениваем расход топлива для заданных параметров нагрева материала;
- уточняем значение коэффициентов теплопередачи на основании предварительно просчитанного процесса рекуперации;
- окончательно рассчитываем параметры нагрева воздуха в рекуператоре при помощи комплекса выражений (3.9-3.13);
- используя стандартные средства экономического анализа, сравниваем между собой технико-экономические характеристики использования каждого из типов рекуператоров.

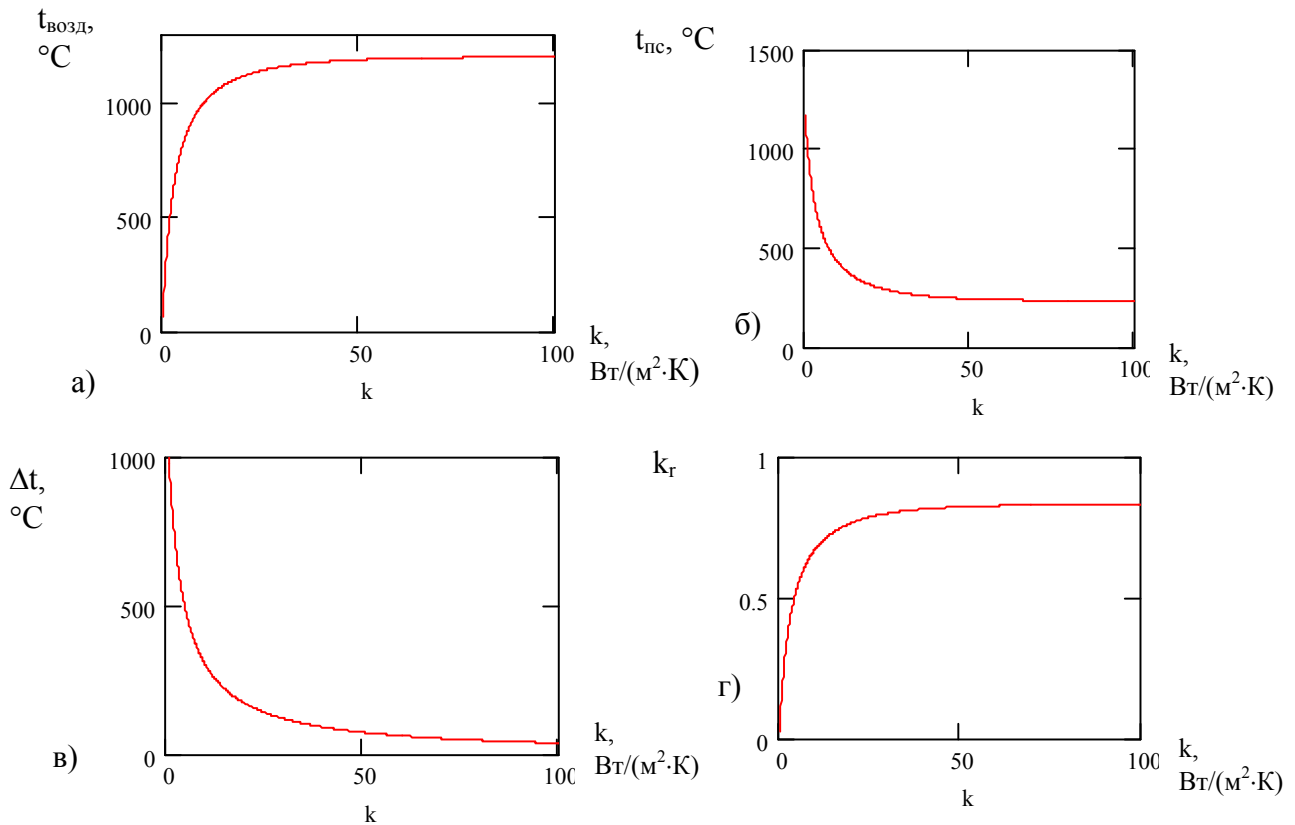


Рисунок 3.4 – Зависимости различных показателей нагрева воздуха (а – температура нагретого воздуха после рекуператора, б – температура охлажденных продуктов сгорания после рекуператора, в – среднелогарифмический температурный перепад в рекуператоре, г – коэффициент рекуперации) от значения коэффициента теплопередачи в рекуператоре при фиксированной поверхности нагрева 500 м^2

Создание динамической тепловой характеристики рекуператора

В рассмотренной выше методике для предпроектной проработки вопросов выбора и реконструкции рекуператоров все искомые величины рассматриваются как функции трех переменных: расхода топлива, который определит расход продуктов сгорания и воздуха; коэффициента теплопередачи в рекуператоре и поверхности теплообмена рекуператора. При этом напрямую не учитывается зависимость коэффициента теплопередачи от расхода топлива (т.е. расходов воздуха и продуктов сгорания).

Обычно при проектировании и поверочном тепловом расчете рекуператоров рассматривается режим максимальной нагрузки (период максимальных расходов топлива, воздуха и продуктов сгорания). Полученное при расчете значение коэффициента рекуперации используется для расчета всего периода нагрева. При этом в расчет может быть внесена достаточно существенная погрешность, так как в течение нагрева возможно отклонение коэффициента рекуперации от значения, соответствующего расчетному режиму.

Для того чтобы учесть изменение коэффициента рекуперации в течение нагрева, в данной работе предложено ввести понятие динамической тепловой характеристики рекуператора. Естественно, эта задача может быть выполнена только для конкретного типа рекуператора с заданными параметрами конструктивных элементов (размер каналов для течения сред, продольный и поперечный шаги между трубками). В этом случае можно отследить зависимость коэффициента теплопередачи от расхода топлива и соответственно расходов воздуха и продуктов сгорания, учитывая также значение температуры выхода продуктов сгорания из камеры печи. Таким образом, будет получена динамическая тепловая характеристика рекуператора.

Ниже, в качестве примера, рассмотрена задача построения динамической тепловой характеристики керамического рекуператора с поверхностью теплообмена 500 м^2 , числом трубок в сечении – 400, характеристикой стандартной шамотной трубки $d_{\text{вн}}/d_{\text{н}}=0,108/0,14$.

Для определения значения коэффициента теплоотдачи от продуктов сгорания к трубкам использованы известные зависимости:

$$\alpha_{\Sigma}^{nc} = \alpha_{\text{л}}^{nc} + \alpha_{\text{к}}^{nc};$$

$$\alpha_{\text{к}}^{nc} = 1,1 \cdot (3,51 + 0,00311 \cdot t_{nc}) \cdot \frac{W_{nc}^{0,8}}{d^{0,2}},$$

где $\alpha_{\text{л}}^{\text{пс}}$, $\alpha_{\text{к}}^{\text{пс}}$ – лучистая и конвективная составляющие итогового коэффициента теплоотдачи от продуктов сгорания к трубкам, Вт/(м²·К);

$t_{\text{пс}}$ – средняя температура нахождения продуктов сгорания в рекуператоре, °С;

$w_{\text{пс}}$ – скорость продуктов сгорания при течении в трубках (н.ф.у.), м/с;

d – внутренний диаметр трубок, м.

Для вычисления лучистой составляющей использована полиномиальная интерполяция между узлами следующего ряда:

$t_{\text{пс}}$, °С	400	600	800	1000	1200
$\alpha_{\text{л}}^{\text{пс}}$, Вт/(м ² ·К)	3	4	7,5	10,5	13

Для определения значения коэффициента теплоотдачи от трубок к воздуху использовано следующее выражение:

$$\alpha_{\text{в}}^{\text{к}} = 1,1 \cdot (7,71 + 0,0068 \cdot t_{\text{в}}) \cdot \frac{w_{\text{в}}}{d_{\text{н}}^{0,4}},$$

где $t_{\text{в}}$ – средняя температура нахождения воздуха в рекуператоре, °С;

$w_{\text{пс}}$ – скорость воздуха при течении в межтрубном пространстве (н.ф.у.), м/с;

$d_{\text{н}}$ – наружный диаметр трубок, м.

Графическое представление рассмотренных выше выражений представлено на рис. 3.5 в виде зависимости коэффициентов теплоотдачи и итогового коэффициента теплопередачи в рекуператоре от расхода топлива. Для расчета были использованы следующие значения характерных температур: температура выхода продуктов сгорания из рабочей камеры печи – 1200°С, температура холодного воздуха – 20 °С. Присосы воздуха и переток воздуха на дымовую сторону учтены при пересчете расхода топлива на скорости течения сред в рекуператоре. Температура выхода продуктов сгорания из камеры здесь принята достаточно условно, а разработанные

зависимости (3.9-3.13) позволяют использовать как любые значения этой величины, так и заданные законы ее изменения.

Для окончательного решения задачи необходимо использование итерационной процедуры, когда названные температуры входа сред в теплообменник позволяют определить предварительные значения коэффициента теплопередачи, температуры выхода сред из рекуператора и значение коэффициента рекуперации при помощи выражений (3.9-3.13). Затем полагая средние температуры нахождения сред в рекуператоре равными среднему арифметическое от температур входа и предварительно определенных температур выхода, получаем окончательно решение задачи при помощи тех же выражений (3.9-3.13).

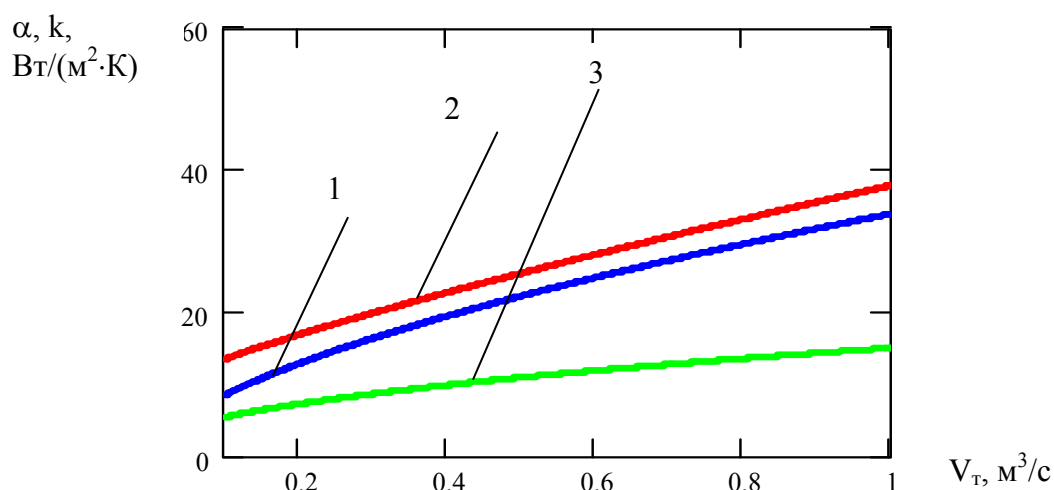


Рисунок 3.5 – Зависимость коэффициентов теплоотдачи от продуктов сгорания к трубкам рекуператора (1), от трубок рекуператора к воздуху (2), итогового коэффициента теплопередачи (3) от расхода топлива

Динамическая тепловая характеристика керамического рекуператора для печи периодического действия для определенных выше исходных данных представлена на рис. 3.6. Она подтверждает предположение о том, что коэффициент рекуперации может существенно меняться в течении нагрева и для точного определения расхода топлива необходим учет этой

зависимости. Задача вычисления расхода топлива в этом случае также является итерационной, так как расход топлива с одной стороны определяет значение коэффициента рекуперации (посредством расходов воздуха, продуктов сгорания и их температур), а тот, в свою очередь, через коэффициент использования топлива влияет на расход топлива. Для точного определения расхода топлива необходимо пошаговое сканирование периода нагрева (он условно разбивается на множество сравнительно узких промежутков времени) и итерационное определение моментального расхода топлива для каждого промежутка времени по следующей схеме:

- предварительно определяем моментальный расход топлива без учета динамической характеристики рекуператора (то есть для значения коэффициента рекуперации определенного для максимальной нагрузки рекуператора);

- подставляем это значение в динамическую характеристику рекуператора (3.10-3.13), вычисляем значение коэффициентов рекуперации и использования топлива;

- рассчитываем расход топлива с учетом полученного уточненного значения коэффициента рекуперации;

- в случае расхождения полученных расходов топлива используем последнее определенное значение для подстановки в динамическую характеристику рекуператора; процедура продолжается до тех пор, пока расходы топлива, определенные на двух соседних итерационных шагах не сойдутся с заданной точностью.

Управление величиной коэффициента теплопередачи в рекуператоре

Оценить величину коэффициента теплопередачи в рекуператоре можно при помощи известной зависимости:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_e} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{nc}}},$$

где α_v, α_{nc} – средние значения коэффициентов теплоотдачи к воздуху и от продуктов сгорания в рекуператоре, Вт/(м²·К);
 δ – толщина разделительной стенки рекуператора, м;
 λ – коэффициент теплопроводности материала разделительной стенки, Вт/(м·К).

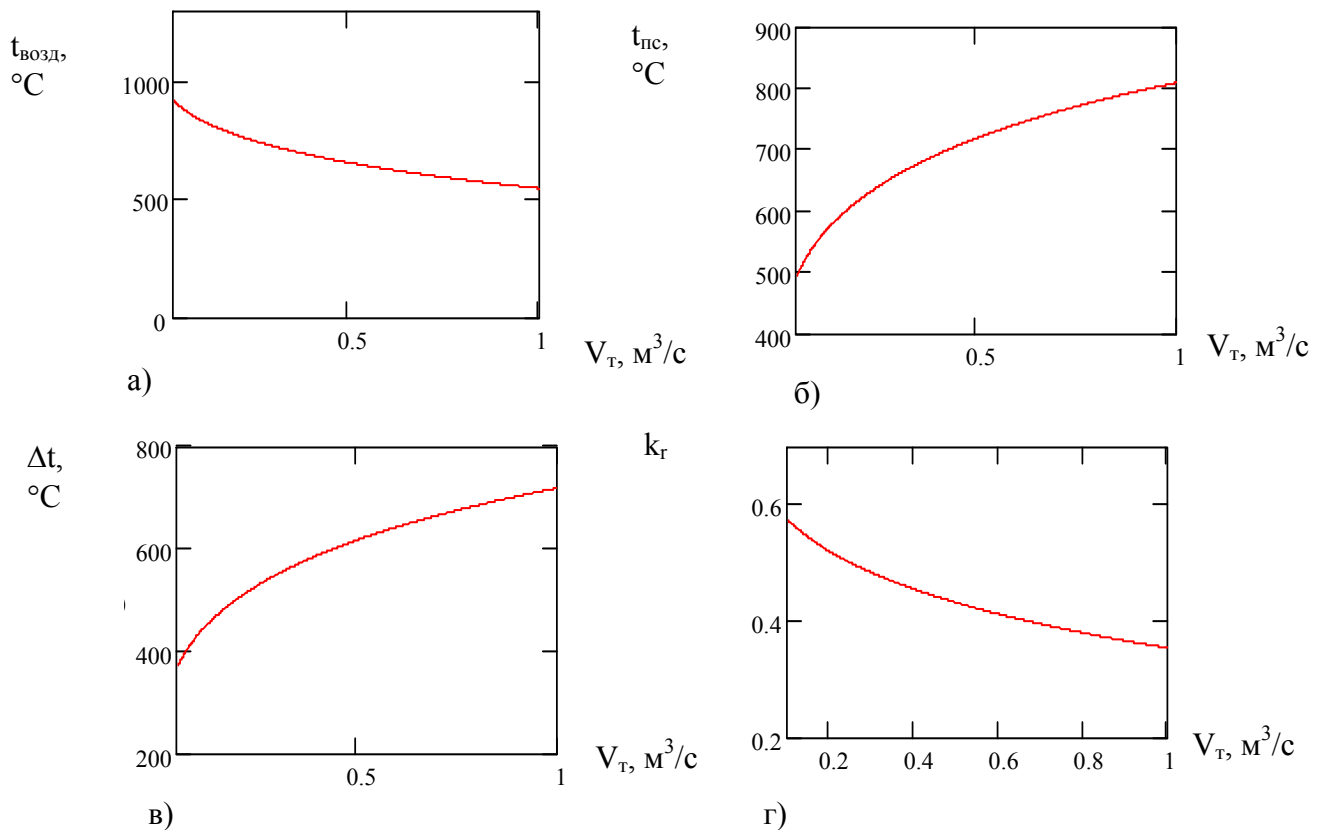


Рисунок 3.6 – Динамическая характеристика нагрева воздуха в керамическом рекуператоре с поверхностью теплообмена 500 м² (а – температура нагретого воздуха после рекуператора, б – температура охлажденных продуктов сгорания после рекуператора, в – среднелогарифмический температурный перепад в рекуператоре, г – коэффициент рекуперации)

Если для удобства анализа обозначить тепловую проводимость стенки рекуператора λ/δ как $\alpha_{ст\ каж}$, получим следующее выражение:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_v} + \frac{1}{\alpha_{ст\ каж}} + \frac{1}{\alpha_{nc}}}. \quad (3.14)$$

Этой зависимостью удобно пользоваться для оценки перспектив повышения тепловой эффективности работы рекуператоров. Например, выбрав конкретную конструкцию и типовые условия эксплуатации, можно посмотреть, как изменение каждого из параметров $\alpha_g, \alpha_{nc}, \alpha_{ст\text{ каж}}$ будет влиять на значение коэффициента теплопередачи в рекуператоре.

Так, интересно отследить влияние тепловой проводимости стенки на итоговый коэффициент теплопередачи в рекуператоре. Такая зависимость представлена на рис. 3.7, при этом значения коэффициентов теплоотдачи α_g, α_{nc} приняты равными по 20 Вт/(м²·К) каждый.

Значение итогового коэффициента теплопередачи при бесконечно высокой тепловой проводимости стенки и заданных значениях α_g, α_{nc} равняется 10 Вт/(м²·К), как следует из зависимости (3.14). Если отталкиваться от реальных значений $\alpha_{ст\text{ каж}}$, то рост этой величины приводит к повышению значения коэффициента теплопередачи. Однако по мере увеличения тепловой проводимости стенки дальнейший прирост этой величины оказывает все меньшее влияние на итоговый коэффициент теплопередачи в рекуператоре (рис. 3.7). Так, для стандартной шамотной трубки керамического рекуператора тепловая проводимость стенки составляет 62,5 м²·К/Вт (толщина стенки 16 мм, коэффициент теплопроводности материала стенки 1 Вт/(м·К)), а для одного из вариантов стального гладкотрубного рекуператора – 13330 м²·К/Вт (толщина стенки 3 мм, коэффициент теплопроводности материала стенки 40 Вт/(м·К)). Переход от одной конструкции рекуператора к другой при прочих равных условиях позволяет достичь увеличения коэффициента теплопередачи в рекуператоре на 13,728 %. Если условно представить себе, что в качестве материала трубок гладкотрубного рекуператора использована медь вместо стали, то

такой переход позволил бы достичь роста итогового коэффициента теплопередачи всего на 0,067%.

Для газо-газового теплообменника лимитирующей стадией являются тепловые сопротивления отдаче тепла от греющей среды и к нагреваемой среде. Снижение этих сопротивлений может быть достигнуто за счет увеличения скоростей движения сред или других способов турбулизации потоков (нанесение искусственной шероховатости, завихрение и т.д.).

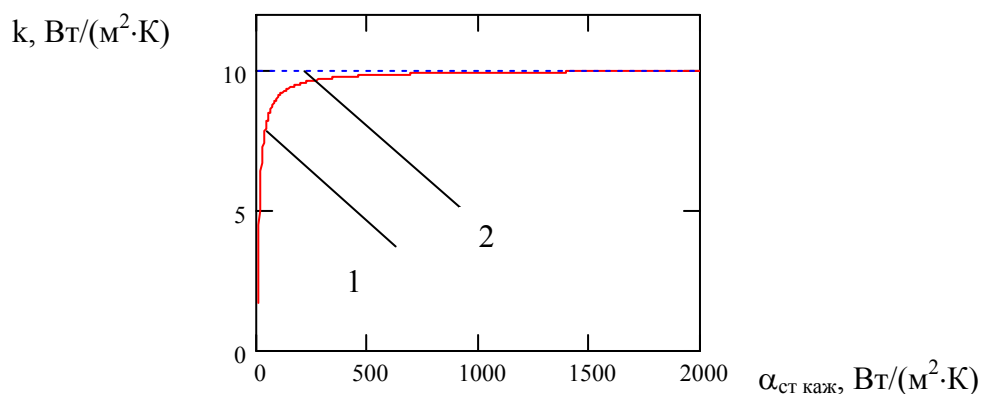


Рисунок 3.7 – Зависимость итогового коэффициента теплопередачи в рекуператоре от тепловой проводимости стенки для случая $\alpha_{в}=\alpha_{пс}=20$ Вт/(м²·К) (1 – изучаемая зависимость, 2 – значение итогового коэффициента теплопередачи при бесконечно высокой тепловой проводимости стенки)

Особо следует выделить такое средство усиления теплоотдачи к (или от) газообразным средам как оребрение. В общем случае реализация этого мероприятия позволяет достичь два результата:

- рост значения коэффициента теплоотдачи по сравнению с гладкотрубной поверхностью за счет турбулизации потока при обтекании ребер;
- рост значения коэффициента теплоотдачи, отнесенного к единице площади гладкотрубной поверхности, за счет увеличения реальной площади поверхности, воспринимающей тепло.

Для определения кажущегося значения коэффициента теплоотдачи, отнесенного к гладкой поверхности, используется следующее выражение:

$$\alpha^{каж} = k_{ор} \cdot \varphi \cdot \alpha^{баз},$$

где $k_{ор}$ – коэффициент оребрения, численно равный отношению площадей ребристой и гладкотрубной поверхностей;

φ – коэффициент эффективности оребрения, величина, учитывающая отличие температур на поверхности ребристого элемента от температуры гладкой поверхности (например, у основания ребра);

$\alpha^{баз}$ – базовое значение коэффициента теплоотдачи к оребренной поверхности, Вт/(м²·К).

Однако не спланированные действия по снижению сопротивлений передаче тепла от газовых сред или к ним могут оказаться либо малорезультативными, либо неэффективными. Ниже приведен пример, иллюстрирующий данное положение.

Для простоты будем полагать тепловое сопротивление стенки стремящимся к нулю (т.е. $\alpha_{ст\ каж} \rightarrow \infty$). Пусть для начала имеем ситуацию, когда $\alpha_в = \alpha_{нс}$. Рассмотрим случай, когда предпринимаются усилия по увеличению только одного из итоговых коэффициентов теплоотдачи, например, от стенок рекуператора к воздуху. Здесь имеется больше резервов для интенсификации теплоотдачи за счет повышения давления подачи воздуха при компоновке полости, позволяющей достичь роста скоростей или создать турбулизацию потока.

В начальном случае при сделанных допущениях коэффициент теплопередачи равен $k = \frac{\alpha_{внач}}{2} = \frac{\alpha_{нс}}{2}$. Дальнейший рост значения коэффициента теплоотдачи от стенок рекуператора к воздуху в пределах от исходного значения до бесконечности приводит к росту коэффициента теплопередачи от $\frac{\alpha_{внач}}{2} = \frac{\alpha_{нс}}{2}$ до

α_{nc} . Причем на начальных этапах рост коэффициента теплоотдачи к воздуху оказывает большее влияние на итоговое значение коэффициента теплопередачи, а по мере дальнейшего роста $\alpha_в$ влияние на теплопередачу уменьшается и в конечном итоге практически сводится к нулю. Эта ситуация отражена на рис. 3.8.

Поэтому на практике во избежание нерациональных действий, когда колоссальные усилия по снижению конкретного теплового сопротивления практически не скажутся на значении итогового коэффициента теплопередачи в рекуператоре, необходим глубокий предварительный анализ по оценке влияния предлагаемого мероприятия на решение конечной задачи.

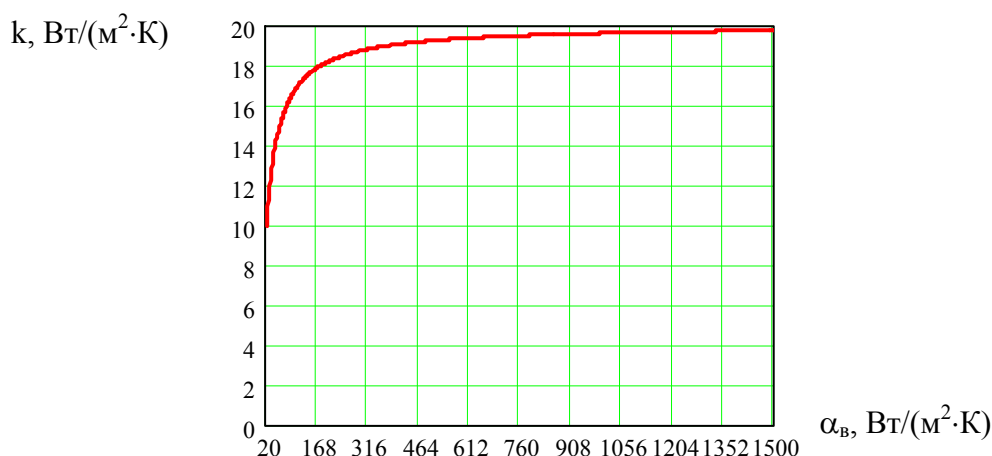


Рисунок 3.8 – Влияние роста коэффициента теплоотдачи к воздуху на значение коэффициента теплопередачи в рекуператоре (тепловое сопротивление стенки принято равным нулю, значение коэффициента теплоотдачи от продуктов сгорания принято 20 Вт/(м²·К))

Определение гидродинамических условий работы камер печей и рекуператоров в конкретных условиях

В общем случае интенсификация теплоотдачи к газообразным средам или от них при помощи указанных выше средств сопряжена с ростом гидродинамического сопротивления каналов теплообменника. Применительно к рекуператорам по воздушной стороне можно найти некоторые резервы повышения

давления воздуха. Что касается дымового канала, для которого, как правило, разрежение создается только при помощи дымовой трубы, резервы интенсификации теплоотдачи довольно сильно ограничены. При рассмотрении варианта установки дымососа встает вопрос об экономической целесообразности этого мероприятия и о температурном режиме лопаток.

При правильной работе печного агрегата в каждый момент времени потери давления при прохождении конкретного расхода продуктов сгорания должны быть равны разрежению, создаваемому дымовой трубой (или дымососом). При этом будет поддерживаться заданный уровень давления в рабочей камере печи. Идеальное значения избыточного давления на уровне рабочих окон (если таковые имеются) равно нулю. На практике обычно значение этой величины поддерживают на уровне нескольких паскаль для исключения подсосов холодного воздуха в печь. Если в какой-то момент времени происходит рассогласование между расходом продуктов сгорания, образующихся в печи (и соответственно потерями давления в дымовом тракте) и создаваемым разрежением, давление на уровне рабочих окон уходит от заданного уровня. При значительном повышении давления в печи наблюдается выбивание продуктов сгорания из печи, ухудшаются условия горения. При этом возможно появление в продуктах сгорания окиси углерода и других продуктов неполного горения, при использовании жидкого топлива возможно выпадение пастообразных отложений. При падении давления в печи будут иметь место подсосы холодного воздуха, что приведет к падению температуры в камере печи, росту парциального давления кислорода и соответственно усилению окисления металла.

В каждый момент времени при переменном расходе топлива заданный уровень давления в рабочей камере может быть поддержан за счет управления положением дымового шибер. Положение этого регулирующего органа определяет его

гидравлическое сопротивление и, следовательно, сопротивление всего дымового тракта, что позволяет уравновесить суммарные потери давления в дымовом тракте с имеющимся разрежением.

Известна подробно разработанная методика расчета гидравлического сопротивления дымового тракта [53]. Она может быть использована как для выбора устройства, создающего разрежение для преодоления конкретного сопротивления, на стадии проектирования агрегата, так и для проверки возможности реконструкции без замены устройства, создающего разрежение. Такой расчет, как правило, выполняется для режима с максимальным расходом газообразных сред.

В общем случае потери давления складываются из потерь давления на трение, местные сопротивления и геометрических потерь:

– потери давления на трение определяются как:

$$\Delta P_{mp} = \lambda \cdot \frac{L}{d_z} \cdot \frac{\rho_0 V_0^2}{2F^2} \cdot \frac{t + 273}{273},$$

где λ – коэффициент гидравлического трения (в общем случае определяется в зависимости от критерия Re и показателей шероховатости поверхности трения); L – длина участка трения, м;

$d_z = \frac{4F}{P}$ – гидравлический диаметр канала (F – сечение канала,

m^2 , P – смачиваемый периметр канала, м), м; ρ_0 – плотность движущейся среды (н.ф.у.), kg/m^3 ; V_0 – расход движущейся среды (н.ф.у.), m^3/c ; t – температура движущейся среды, $^{\circ}C$;

– потери давления на местном сопротивлении определяются как:

$$\Delta P_{mc} = k_{mc} \cdot \frac{\rho_0 V_0^2}{2F^2} \cdot \frac{t_z + 273}{273},$$

где k_{mc} – коэффициент местного сопротивления;

– геометрические потери давления определяются как:

$$\Delta P_z = \pm hg(\rho_{cp} - \rho),$$

где ρ – плотность продуктов сгорания в исследуемом элементе дымового тракта (д.ф.у.), кг/м³; h – высота участка подъема или спуска, м; g – ускорение свободного падения, м/с²; $\rho_{\text{ср}}$ – плотность среды, окружающей канал, кг/м³. *Правило знаков для зависимости:* если движущаяся среда легче среды, которая окружает канал, то при движении вверх должен быть получен отрицательный результат (прирост давления), а при движении вниз положительный (потери давления); в случае если движущаяся среда тяжелее среды, которая окружает канал, то имеем обратную ситуацию с расстановкой знаков.

Для сложных гидродинамических систем, в которых имеют место различные потери давления, значение давления которое позволит обеспечить прокачивание заданного расхода теплоносителя определяется по следующей зависимости:

$$P \geq \sum_{i=1}^n P_{mpi} + k_{\text{вв}} \cdot \sum_{j=1}^m P_{mcj} + \sum_{k=1}^l P_{\text{зк}},$$

где m, n, l – число участков трения, местного сопротивления и гидростатических потерь соответственно;

$k_{\text{вв}}$ – коэффициент взаимного влияния местных сопротивлений, зависит от гидравлической схемы дымового тракта, для предварительных расчетов может быть принят на уровне 1,1..1,2.

Падение температуры продуктов сгорания по длине борова обычно задается в виде усредненного удельного падения температуры (°С/м). При этом достаточно сложно учесть особенности охлаждения газов в конкретном канале (материал стенок борова, толщина стенок, наружное или подземное положение канала, температура окружающей среды). Для точного расчета падения температуры можно воспользоваться следующим подходом:

$$t_2 = t_1 - qL / (V_0 \cdot c),$$

где t_1, t_2 – температуры в начале и конце изучаемого участка соответственно, °С;

V_0 – объемный расход продуктов сгорания (н.ф.у.), $\text{м}^3/\text{с}$;

c – теплоемкость продуктов сгорания в диапазоне температур нахождения в канале, $\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$;

L – длина рассматриваемого канала, м ;

q – удельные теплотери, $\text{Вт}/\text{м}$.

Удельные теплотери определяются как:

$$q = \frac{t_1 - t_{oc}}{R_{\Sigma}},$$

где t_1 , t_{oc} – температуры продуктов сгорания на входе в элемент бора и окружающей среды соответственно, $^{\circ}\text{C}$;

R_{Σ} – сумма термических сопротивлений, $(\text{м} \cdot \text{К})/\text{Вт}$.

Методология определения термических сопротивлений и выбора температуры окружающей среды может быть перенята из расчетов термических сопротивлений для элементов тепловых сетей.

Для проектирования или реконструкции рекуператоров теплотехнических агрегатов создана программа для автоматизированного расчета потерь давления для произвольных исходных данных. При этом для рекуператора предусмотрен не только расчет потерь давления продуктов сгорания в нем, но и его тепловой расчет, который определит температуру продуктов сгорания перед дымовой трубой и создаваемое ей разрежение. То есть, речь идет о создании комплексного тепло-гидравлического расчета дымового тракта, учитывающего динамическую тепловую характеристику рекуператора.

В основе разработанной программы лежат универсальные программные модули для расчета потерь давления на типовых сопротивлениях: участок трения, местное сопротивление, геометрическое сопротивление. Для каждого модуля закладывается возможность взаимосвязи с предыдущими и последующими модулями. Для участков трения предусматривается возможность учета подсосов воздуха и

расчета падения температуры за счет потерь тепла теплопередачей через стенки канал боров в окружающую среду. По окончании расчета каждый модуль передает последующему данные о количестве продуктов сгорания, которое в общем случае может меняться из-за присосов воздуха; о температуре продуктов сгорания, которая меняется за счет охлаждения в рассматриваемом элементе борова и подсоса холодного воздуха.

Известно, что при проектировании дымовых труб или выборе дымососов для конкретных теплотехнологических агрегатов закладывается некоторый запас по разрежению, на практике иногда имеется возможность, используя этот запас, повысить коэффициент рекуперации за счет увеличения поверхности теплообмена или смены конструкции рекуператора.

Поэтому для расширения возможностей анализа предложено ввести понятие динамической характеристики дымового тракта, которая позволяла бы изучать его работу при изменениях расходов газообразных сред, «примерять» возможность замены рекуператора или увеличения поверхности существующего без замены тяго-дутьевых устройств.

Эта характеристика может быть построена с использованием упомянутой выше программы для автоматизированного расчета потерь давления. Она отражает разрежение, создаваемое дымовой трубой и положение дымового шибера, при котором уравниваются потери давления и тяга в зависимости от расхода топлива (и соответственно продуктов сгорания).

На рис 3.9 показан пример динамической характеристики дымового тракта. Для построения использованы типовые данные о геометрии дымохода нагревательной печи средней мощности, снабженной рекуператором поверхностью 800 м^2 . В качестве топлива рассмотрен природный газ с удельным выходом продуктов сгорания $12 \text{ м}^3/\text{м}^3$, высота дымовой трубы – 100 м.

Анализ динамической характеристики дымового тракта позволяет для имеющейся схемы дымового тракта и характеристик установленного рекуператора выявить возможные пределы форсирования тепловой работы агрегата (предельным является расход топлива, при котором шибер полностью поднят). Построение динамической характеристики дымового тракта для случая «примерки» другого рекуператора строится с учетом параметров нового теплообменника. На ее основе устанавливается допустимый диапазон тепловой мощности агрегата (таковым является диапазон от минимального расхода топлива до такого значения, при котором заслонка полностью поднята) при работе с «примеяемым» рекуператором.

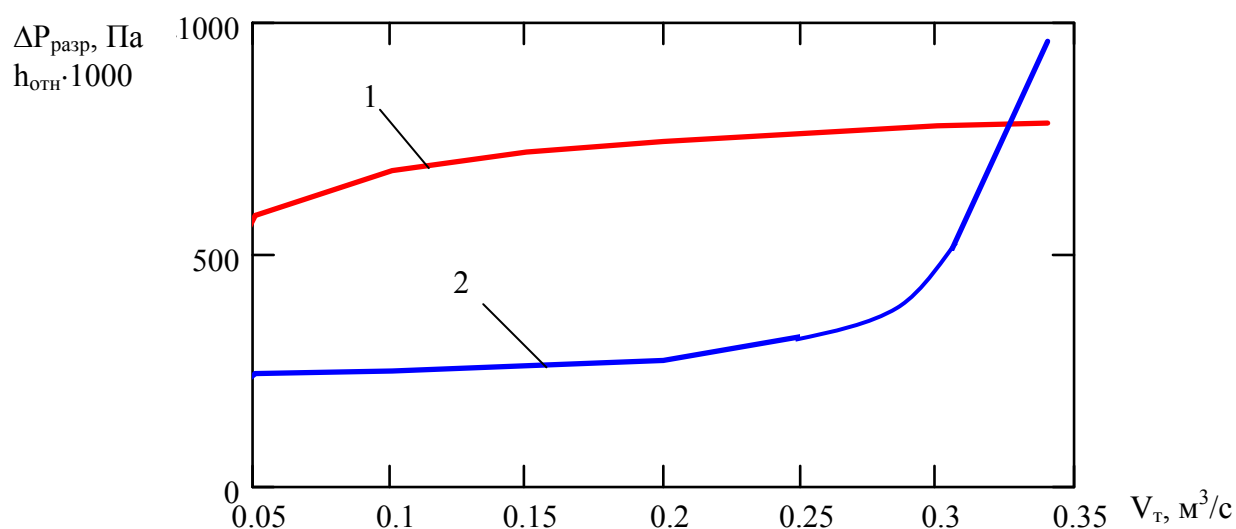


Рисунок 3.9 – Динамическая характеристика дымового тракта (1 – зависимость разрежения, создаваемого дымовой трубой от расхода топлива; 2 – зависимость относительной высоты подъема шибера от расхода топлива)

Для функционирующего агрегата при текущих параметрах нагрева сопоставление положения дымового шибера, определенного при помощи динамической характеристики, с положением этого органа, автоматически устанавливаемым АСУ ТП для поддержания заданного давления в камере печи, дает

возможность проверить точность гидравлического расчета дымового тракта и в случае необходимости внести коррективы.

В дальнейшем после такой отладки анализ рассогласования расчетных положений шиберов с устанавливаемыми автоматически дает представление о изменении сопротивления дымового тракта, например, за счет забивания рекуператора или зарастания боровов.

3.3.2 Сокращение количества продуктов сгорания, покидающих печь

В составе зависимости (3.1), предназначенной для определения текущих значений коэффициента использования топлива, используется количество продуктов сгорания, покидающих камеру печи, отнесенное к единице топлива. Это значение определяется удельным выходом продуктов сгорания с единицы топлива для установленного значения коэффициента расхода воздуха и уровня присосов воздуха в камеру печи. Коэффициент расхода воздуха выбирается исходя из характеристик используемых газогорелочных устройств и условия достижения полного сгорания топлива. Из зависимости (3.1) следует, что снижение количества продуктов сгорания, покидающих камеру печи, приводит при прочих равных условиях к росту значения коэффициента использования топлива. Для количественного анализа этой закономерности предложен подход, позволяющий определить, до какой величины должно быть снижено удельное количество продуктов сгорания, покидающих печь, чтобы при прочих равных параметрах нагрева достичь заданную экономию топлива:

$$\frac{V_{np}}{V_{баз}} = \frac{\eta_{баз}}{\eta_{np}} = \frac{Q_{нр} - V_{yx}^{баз} \cdot (1 - k_{rec}) \cdot c^{t_{yx}} \cdot t_{yx}}{Q_{нр} - V_{yx}^{np} \cdot (1 - k_{rec}) \cdot c^{t_{yx}} \cdot t_{yx}} = V_{пр}^{отн}, \quad (3.15)$$

где $V_{\text{баз}}$, $V_{\text{пр}}$ – расходы топлива для базового и предлагаемого режима отопления (речь может идти как о моментальных расходах, так и о полных за весь период нагрева), $\text{м}^3/\text{с}$;

$V_{\text{ух}}^{\text{баз}}$, $V_{\text{ух}}^{\text{пр}}$ – удельный выход продуктов сгорания в базовом и предлагаемом режимах, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

$V_{\text{пр}}^{\text{отн}}$ – относительное значение расхода топлива в предложенном режиме по сравнению с базовым вариантом;

k_{rec} – коэффициент рекуперации для рассматриваемой технологии нагрева.

Предложенная зависимость (3.15) представляет собой упрощенный подход, не учитывающий изменение значения коэффициента рекуперации при уменьшении расхода топлива, связанном со снижением количества уходящих газов и ростом значения коэффициента использования топлива. При этом вносится погрешность, однако ее величина не является значительной, так как речь идет о сравнительно небольших изменениях расхода топлива и, соответственно, расходов теплообменивающихся сред и незначительном росте значения коэффициента рекуперации согласно динамической тепловой характеристике рекуператора. Темп нагрева материала и мощность теплопотерь рабочей камеры приняты неизменными для базового и предлагаемого экономного режимов.

При помощи зависимости (3.15) проведен анализ влияния снижения удельного количества продуктов сгорания, покидающих агрегат, на достигаемый уровень экономии топлива. В качестве расчетной температуры выхода продуктов сгорания из печи принято значение 1200°C ; теплота сгорания природного газа – $35800 \text{ кДж}/\text{м}^3$; значение коэффициента рекуперации – $0,3$; удельный выход продуктов сгорания в базовом режиме $12 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Полученные результаты представлены на рис. 3.10. При их анализе необходимо иметь ввиду, что реальное значение удельного выхода продуктов сгорания не может быть ниже стехиометрического выхода продуктов сгорания с единицы

топлива, а конкретное значение коэффициента расхода воздуха, конструкция газогорелочных устройств и технология сжигания должны обеспечить полное сгорание топлива. Анализ представленных результатов (рис. 3.10) свидетельствует о том, что в рамках рассматриваемого примера максимально возможная экономия топлива за счет снижения количества продуктов сгорания, покидающих камеру печи, составляет не более 5%. Для достижения такой экономии необходимо установление значения коэффициента расхода воздуха на уровне примерно 1,05. Переход на такие значения предъявляет особо высокие требования к работе газогорелочных устройств, на практике для реализации такой экономии может потребоваться замена применявшихся горелок. Однако необходимо иметь в виду, что особо качественное предварительное смешение топлива и воздуха может привести к снижению светимости факела и нивелировать достигнутый результат при сокращении расхода уходящих газов за счет повышения их температуры.

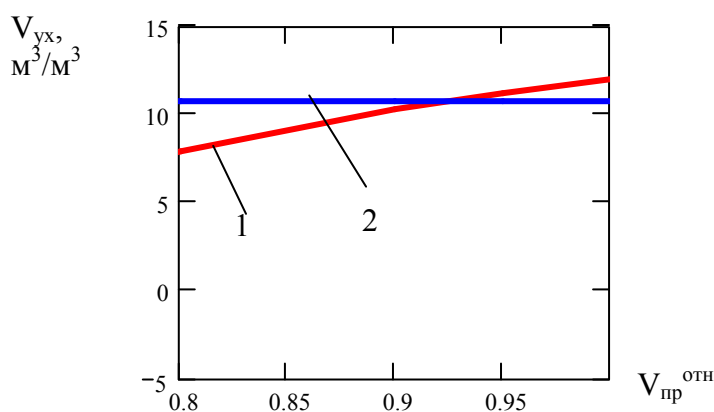


Рисунок 3.10 – Зависимость требуемого значения удельного количества уходящих продуктов сгорания от заданного уровня экономии топлива (1- полученная расчетная кривая; 2 – минимально возможный для принятого вида топлива выход продуктов сгорания, соответствующий $\alpha=1$)

3.3.3 Исследование влияния снижения температуры уходящих продуктов сгорания на значение коэффициента использования топлива

Из выражения (3.1) следует, что снижение температуры уходящих продуктов сгорания при прочих равных условиях позволяет повысить величину коэффициента использования топлива и, следовательно, сократить расход топлива. Снижение температуры уходящих газов без принятия специальных мер по интенсификации теплообмена в печи приведет к удлинению операций тепловой обработки и росту окисления.

В данном пункте решается вопрос о том, какой именно должна быть величина температуры уходящих газов для достижения заданного уровня экономии топлива при сохранении производительности агрегата. Вопрос о том, как сохранить тепловую производительность агрегата неизменной, рассматривается в следующих пунктах.

Для этой цели предложено соотношение:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{\eta_1}{\eta_2} = \frac{Q_{np} - V_{yx} \cdot k_r(V_1, F) \cdot c_{yx}(t_{1yx}) \cdot t_{1yx}}{Q_{np} - V_{yx} \cdot k_r(V_2, F) \cdot c_{yx}(t_{2yx}) \cdot t_{2yx}}, \quad (3.16)$$

где V_1, V_2 – расходы топлива по базовому и предлагаемому режимам отопления, $\text{м}^3/\text{с}$;

$k_r(V, F)$ – зависимость коэффициента рекуперации от расхода топлива (и соответственно расходов воздуха и продуктов сгорания) и поверхности теплообмена рекуператора;

t_{1yx}, t_{2yx} – температуры продуктов сгорания, покидающих печь при базовом и предлагаемом режимах, $^{\circ}\text{C}$.

При составлении выражения (3.16) использовано предположение, согласно которому мощность теплотерь рабочей камеры остается неизменной. Такой подход позволил получить простую расчетную зависимость для анализа влияния снижения температуры уходящих продуктов сгорания на расход

топлива и значение коэффициента использования топлива. Однако нужно иметь в виду, что в действительности имеем две противоположные тенденции, которые могут повлиять на величину теплотерь рабочей камеры: снижение температуры продуктов сгорания, заполняющих камеру печи, определяет снижение потенциала теплотерь; с другой стороны интенсификация теплообмена в камере печи, нацеленная на сохранение темпа нагрева материала, должна привести к росту теплотерь.

Предложенная зависимость (3.16) дает возможность для произвольного момента работы по базовому режиму нагрева вычислить требуемое значение температуры уходящих газов, переход на которое позволил бы достичь заданный уровень моментальной экономии топлива.

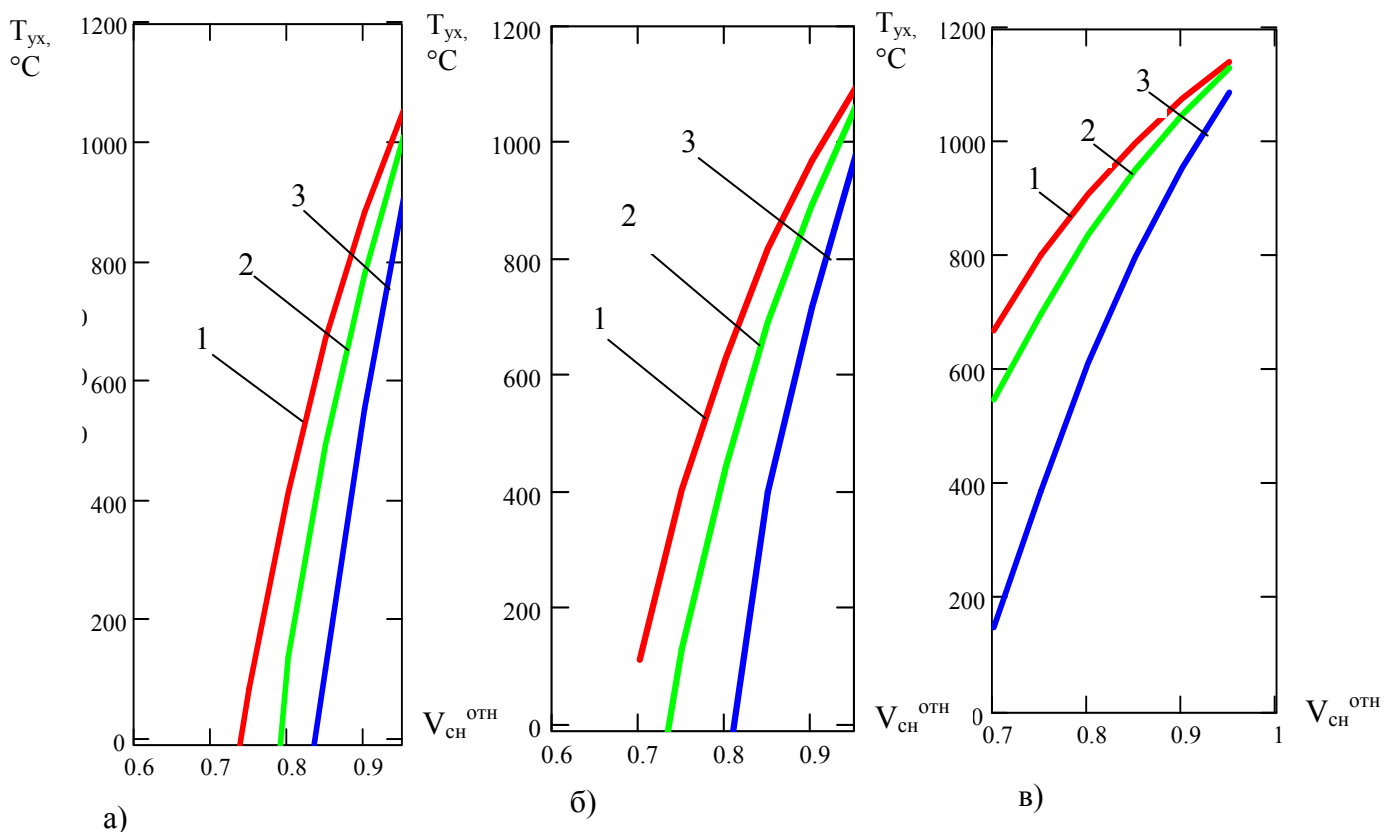


Рисунок 3.11 – Требуемое снижение температуры для достижения заданной экономии топлива при сохранении неизменной производительности (а – при поверхности рекуператора 500 м², б – 300 м², в – 100 м²; 1 – при расходе топлива 0,5 м³/с, 2 – 0,3 м³/с, 3 – 0,1 м³/с)

Для использования зависимости (3.16) задаем расход топлива V_2 , соответствующий заданному уровню экономии топлива и находим величину t_{2yx} .

Использование зависимости (3.16) позволило получить результаты, представленные на рис. 3.11. В качестве базового значения температуры уходящих продуктов сгорания принято значение 1200°C . Рассмотрено три случая с условно выбранными керамическими рекуператорами площадью поверхности нагрева 500, 300 и 100 м^2 и в зависимости (3.16) использованы их динамические тепловые характеристики. Анализ данных приводит к выводу о том, что снижение температуры уходящих продуктов сгорания как отдельное мероприятие вряд ли позволит достичь экономию топлива более 10-15%.

Также совместное рассмотрение комплекса информации, представленного на рис. 3.11, позволяет заключить, что эффект роста значения коэффициента использования топлива и соответственно сокращения расхода топлива только за счет снижения температуры уходящих газов в относительном выражении, при прочих равных условиях, легче достигается для больших расходов топлива и меньших значений коэффициента рекуперации.

3.3.3.1 Теорема о предельном значении коэффициента использования топлива при нагреве материала в печи периодического действия

На практике для анализа эффективности принимаемых технических решений по совершенствованию тепловой работы нагревательных печей удобно иметь информацию о предельном значении коэффициента использования топлива, которое может быть теоретически достигнуто в конкретных условиях. Подобный подход имеет место в технической термодинамике, когда для анализа эффективности работы тепловых двигателей их реальные термические коэффициенты полезного действия сравниваются с

предельным значением, определенным при помощи теоремы Карно [54].

В данной работе предложена и доказана теорема о предельном значении коэффициента использования топлива при нагреве материала (для печей периодического действия). Ее роль для анализа процессов нагрева такая же, как роль теоремы Карно для анализа работы тепловых двигателей.

Выше проиллюстрировано положение о том, что температура уходящих продуктов сгорания напрямую определяет значение коэффициента использования топлива и его расход при нагреве материала. Однако режимы нагрева, соответствующие левым частям всех изображенных кривых, в полной мере не могут быть реализованы, так как для нагрева в любой момент времени температура продуктов сгорания должна быть больше, чем температура поверхности нагреваемого материала. Для решения вопроса об управлении величиной коэффициента использования топлива за счет температуры уходящих газов целесообразно определить предельно достижимый результат, соответствующий конкретным параметрам нагрева материала.

Ниже рассматривается стандартная технология нагрева материала в периодической печи: перед началом нагрева материал помещается в печь, находится в неподвижном или колебательном движении в течение нагрева, топливо и воздух непрерывно подводятся в печь и продукты сгорания непрерывно удаляются из нее.

Суть теоремы:

При нагреве материала в печи с нулевыми теплотерями рабочей камеры, заданным коэффициентом рекуперации и заданным выходом продуктов сгорания с единицы топлива наибольшее возможное значение коэффициента использования топлива будет достигнуто при нагреве постоянным тепловым потоком $dq = const \rightarrow 0$, и оно равно коэффициенту использования топлива, подсчитанному для значения температуры продуктов

сгорания, равного среднему арифметическому от начальной и конечной температуры материала.

Доказательство: Из анализа зависимости (3.1) видно, что для роста значения коэффициента использования топлива при заданном коэффициенте рекуперации и заданном выходе продуктов сгорания с единицы топлива необходимо снижать температуру продуктов сгорания, покидающих рабочую камеру. Однако в каждый момент времени температура продуктов сгорания не может быть ниже температуры поверхности заготовки: $t_{yx}(\tau) \geq t_{нов}(\tau)$. Рассматривая предельный случай, когда $t_{yx}(\tau) \rightarrow t_{нов}(\tau)$, имеем бесконечно длительный нагрев материала постоянным потоком $dq = const \rightarrow 0$; при этом температура уходящих продуктов сгорания линейно меняется от начальной t_n^H до конечной t_n^K температуры поверхности нагреваемых тел. То есть средний за процесс коэффициент использования топлива определяется как

$$\eta_{cs}^{\max} = \bar{\eta} \left(\frac{t_n^H + t_n^K}{2} \right) = \frac{Q_n^p - V_{yx} \cdot c^{t_{yx}} \cdot \left(\frac{t_n^H + t_n^K}{2} \right) \cdot (1 - k_r)}{Q_n^p}. \quad (3.17)$$

Теорема может быть также использована для анализа технологий отопления камерных печей периодического действия, предполагающих рециркуляцию некоторой части продуктов сгорания – в этом случае часть тепла, возвращаемая в камеру печи рециркулятом, учитывается при помощи соответствующего увеличения коэффициента рекуперации.

Необходимо иметь в виду, что в доказываемой формулировке теоремы допущена некоторая условность: доказательство приводится для постоянного значения коэффициента рекуперации, в то же время при бесконечно длительном нагреве теоретическое значение этой величины стремится к единице. Однако, это не снижает ценности предложенной теоремы, которая нацелена на оценку предельной

эффективности интенсификации теплообмена в камере печи и снижения температуры уходящих продуктов сгорания для конкретного агрегата с заданными параметрами рекуператора. Для повышения точности оценки при помощи предложенной теоремы значение коэффициента рекуперации для использования в зависимости (3.17) целесообразно брать из динамической тепловой характеристики рекуператора для минимальных возможных для печи расходов топлива.

На рис. 3.12 при помощи зависимости (3.17) и предложенной теоремы проанализировано соотношение предельно возможного и реального средневзвешенных значений коэффициента использования топлива при нагреве металла в зависимости от значения коэффициента рекуперации. Для рассматриваемого случая приняты следующие исходные данные:

- теплота сгорания газообразного топлива, кДж/м³35000;
- зависимость теплоемкости продуктов сгорания от температуры, кДж/(м³·К)..... .. 1,348+1,6510·10⁻⁴·t;
- выход продуктов сгорания с единицы топлива, м³/м³12;
- начальная температура поверхности металла, °С.....20;
- конечная температура поверхности металла, °С.....1250;
- средняя за нагрев температура продуктов сгорания, покидающих рабочую камеру при классической технологии нагрева металла, °С1220.

Из анализа информации, представленной на рис. 3.12, видно, что наиболее существенная разница между предельным теоретическим и реальным значениями коэффициента использования топлива имеет место при полном отсутствии рекуперации. По мере роста значения коэффициента рекуперации эта разница уменьшается и становится равной нулю при достижении полной рекуперации ($k_r=1$).

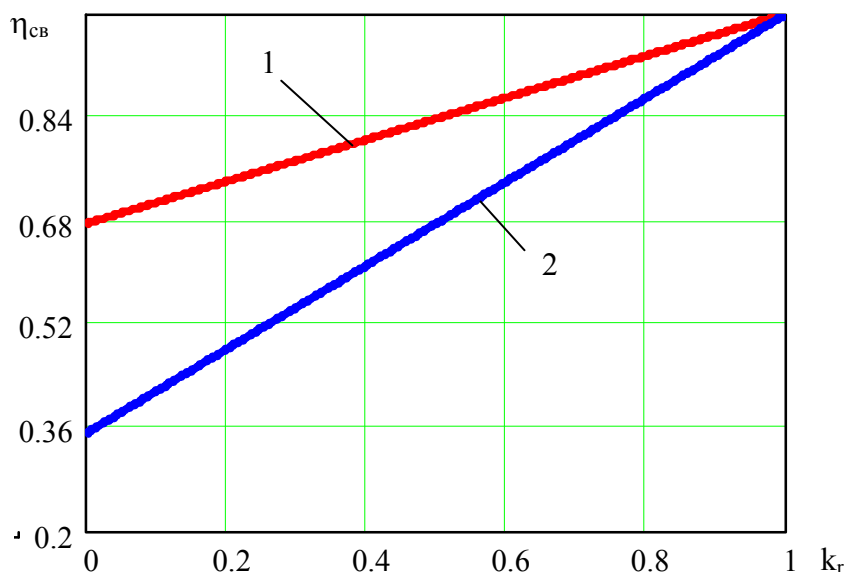


Рисунок 3.12 – Зависимость значений коэффициента использования топлива от коэффициента рециркуляции (1– предельное значение, определенное при помощи предложенной теоремы; 2 – реальное значение)

Если принять за базовый расход топлива при обычной технологии нагрева, то при помощи формулы (3.3) получим зависимость экономии топлива при достижении теоретического предельного значения коэффициента использования топлива в зависимости от коэффициента рециркуляции, приведенную на рис. 3.13.

Эта экономия наиболее существенна при низких значениях коэффициента рециркуляции. При отсутствии рециркуляции она для рассмотренного примера составляет 48%. При полной рециркуляции она равна нулю.

На практике достижение значений коэффициента использования топлива, приближенных к $\eta_{св}^{\max}$, затруднительно, так как нагрев получается очень растянутым из-за низкой величины подводимого к поверхности нагреваемых тел теплового потока.

С другой стороны, увеличение греющего теплового потока сопряжено с ростом температуры дымовых газов, покидающих

рабочую камеру, и приводит к снижению величины коэффициента использования топлива.

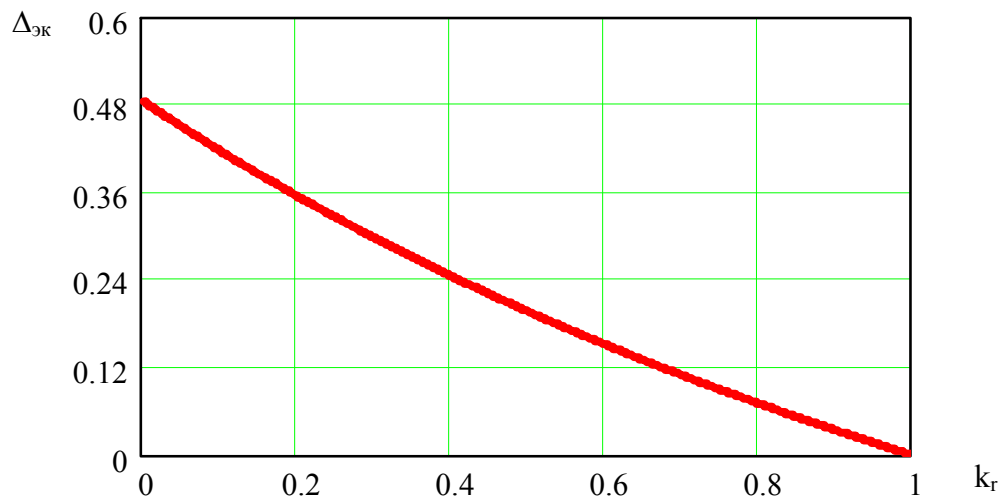


Рисунок 3.13 – Теоретически возможная предельная экономия топлива в зависимости от значения коэффициента рекуперации

Предельное значение коэффициента использования топлива в печах непрерывного действия

Известно, что агрегаты непрерывного действия являются более эффективными по сравнению с аналогами периодического действия [52]. В области печной теплотехники эта закономерность также справедлива. При прочих равных условиях расход топлива на нагрев материала в печи непрерывного действия, например, методического типа, получится меньше, чем в камерной печи. Эта ситуация объясняется тем, что в печах непрерывного действия предусматривается зона (обычно она называется методической), в которой протекает теплообмен между продуктами сгорания, покидающими агрегат, и свежим материалом, поступающим на нагрев. Названный теплообмен имеет радиационно-конвективную или конвективно-радиационную природу в зависимости от уровня температур продуктов сгорания в методической зоне. Таким образом, температура продуктов сгорания, покидающих агрегат,

оказывается при прочих равных условиях ниже, чем для агрегата периодического действия, что согласно выражению (3.1) говорит о более высоком значении коэффициента использования топлива и соответственно более низком удельном расходе топлива.

Увеличение длины методической зоны позволяет достичь большего усвоения теплоты уходящих продуктов сгорания и снижения их температуры. По мере удлинения этой зоны теплообмен на ее конечных участках протекает все менее интенсивно из-за снижения температурного потенциала продуктов сгорания. Тем не менее, теоретически, при устремлении длины методической зоны в бесконечность имеем ситуацию, когда температура уходящих продуктов сгорания стремится к температуре исходного материала, идущего на нагрев. Соответственно в случае холодного посада значение коэффициента использования топлива стремится к единице, а в случае горячего посада к значению, соответствующему температуре уходящих газов, равной температуре входа материала в печь. Следует отметить, что производительность агрегата в этом предельном теоретическом случае стремится к нулю.

Из анализа материалов, представленных в данном пункте, можно сделать ряд выводов:

– в практике нагрева материалов следует стремиться к использованию агрегатов непрерывного действия (это не всегда возможно, например, из-за неритмичности конкретных технологий). При этом максимальный эффект будет достигнут при увеличении количества тепла, усвоенного в методической зоне, что может достигаться за счет некоторого ее удлинения и, главным образом, за счет усиления интенсивности теплообмена в этой зоне. Поскольку горение топлива уже завершилось в предыдущих зонах, а температура продуктов сгорания непрерывно снижается, то лучистая составляющая теплообмена в данной зоне не содержит значительных резервов усиления.

Очевидно усилия исследователей нужно направить на поиск путей интенсификации конвективного теплообмена в данной зоне;

– предложенная теорема для агрегатов периодического действия позволяет в каждом конкретном случае (начальная и конечная температура металла, значение коэффициента рекуперации) определить предельно достижимое значение средневзвешенного коэффициента использования топлива за весь период нагрева и определить целесообразность усилий по повышению реальных значений коэффициента использования топлива. Это важно в настоящей ситуации, когда при покупке новых агрегатов (особенно иностранных) нет возможности проверить, насколько заявленные коэффициенты использования топлива являются реальными. Особенно интересной представляется ситуация, когда для агрегата периодического действия заявленный коэффициент использования топлива превышает теоретически допустимое значение;

– приближение реального значения коэффициента использования топлива к максимально возможному значению при заданных характеристиках рекуператора должно достигаться за счет снижения количества теплоты с продуктами сгорания, покидающими агрегат.

3.3.3.2 Исследование влияния конвективного теплообмена на значение коэффициента использования топлива и технико-экономические показатели нагрева

Из рассмотренных ранее материалов следует, что для печи увеличение значения коэффициента использования топлива и сокращение расхода топлива могут достигаться при простом снижении температуры продуктов сгорания, уходящих из камеры печи. Однако в практике решения задач энергосбережения для технологий тепловой обработки материалов обычно имеется

существенное ограничение по сохранению темпа нагрева. Для сохранения скорости нагрева материала при одновременном снижении температуры уходящих газов необходимо, чтобы в каждый момент времени итоговая плотность теплового потока, падающего на поверхность материала, была равна для базового и предлагаемого режима со сниженной температурой уходящих газов. То есть должно выполняться следующее соотношение [55]:

$$\begin{aligned}
 q &= \alpha_{\kappa 1} \cdot (t_{1yx} - t_{\text{пм}}) + C_{\text{д}}(t_{1yx}) \cdot \left[\left(\frac{t_{1yx} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{\text{пм}} + 273}{100} \right)^4 \right] = \\
 &= \alpha_{\kappa 2} \cdot (t_{2yx} - t_{\text{пм}}) + C_{\text{д}}(t_{2yx}) \cdot \left[\left(\frac{t_{2yx} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{\text{пм}} + 273}{100} \right)^4 \right], \quad (3.18)
 \end{aligned}$$

где $\alpha_{\kappa 1}$, $\alpha_{\kappa 2}$ – значения коэффициентов конвективной теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности нагреваемого материала в камере печи для базового и предлагаемого режимов нагрева, Вт/(м²·К);

t_{1yx} , t_{2yx} , $t_{\text{пм}}$ – температуры продуктов сгорания в печи по базовому и предлагаемому режимам и температура поверхности нагреваемого материала соответственно, °С;

$C_{\text{д}}$ – приведенный коэффициент излучения для системы тел газ-кладка-материал, Вт/(м²·К).

Из анализа выражения (3.18) очевидно, что поставленная в данном пункте задача может быть решена либо за счет повышения значения коэффициента конвективной теплоотдачи, либо за счет повышения значения приведенного коэффициента излучения.

Для оценки влияния интенсивности конвективной теплоотдачи на значение коэффициента использования топлива и технико-экономические показатели нагрева материала в камерных печах периодического действия предложена следующая методика:

– для базовых параметров нагрева (текущее значение температуры поверхности материала, состав продуктов сгорания,

геометрические характеристики камеры печи, значение коэффициентов конвективной теплоотдачи) определяем, при какой температуре продуктов сгорания достигается заданная плотность теплового потока, которая формируется по механизмам лучистой и конвективной теплопередачи (в области высоких температур преобладает лучистая составляющая);

– задаем исследуемые значения коэффициентов конвективной теплоотдачи и для того же набора остальных параметров нагрева определяем, при каких температурах продуктов сгорания будет достигаться заданная плотность теплового потока;

– для базовой температуры продуктов сгорания и температур, соответствующих исследуемым значениям коэффициентов конвективной теплоотдачи, вычисляются значения коэффициентов использования топлива и расходов топлива, на основании чего выносится суждение о эффективности мероприятий по усилению конвективной теплоотдачи.

Ниже проиллюстрировано использование предложенной методики на примере камерной печи периодического действия.

При этом для учета лучистой составляющей потока использована представленная на рис. 3.14 зависимость приведенного коэффициента излучения системы тел газ-кладка-металл от температуры, полученная на основании зависимостей для геометрических характеристик и номинальных условий работы одного из агрегатов, относящихся к классу высокотемпературных печей. Расчеты проведены для условно выбранной температуры поверхности нагреваемого материала 500°C.

На рис. 3.15 представлены зависимости суммарной плотности теплового потока от температуры продуктов сгорания для трех уровней коэффициентов конвективной теплоотдачи, охватывающих диапазон возможных на практике значений (10,

20 и 30 Вт/(м²·К)). При этом для каждого из уровней представлены следующие кривые: плотность суммарного теплового потока, плотность лучистого теплового потока, плотность конвективного теплового потока. Анализ представленной информации позволяет заключить, что, несмотря на несомненное преобладание лучистого теплообмена, доля конвективного теплообмена может достигать 10-20% даже в высокотемпературной области.

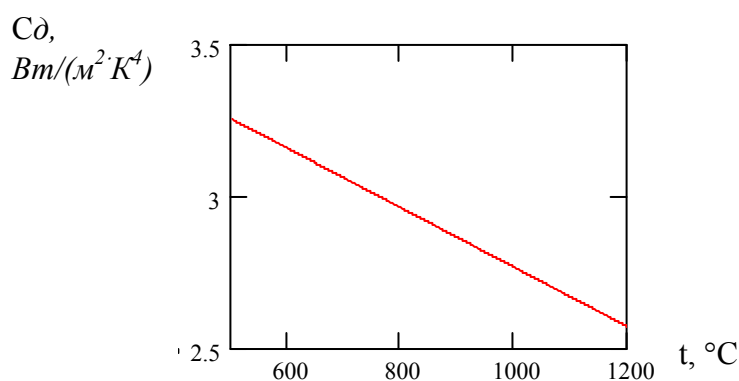


Рисунок 3.14 – Зависимость приведенного коэффициента излучения системы тел газ-кладка-металл от температуры для реального высокотемпературного агрегата

Сущность реализации предложенной методики для исследования влияния коэффициентов теплоотдачи на технико-экономические показатели нагрева представлена на рис. 3.16. На нем приведены кривые, описывающие зависимость суммарной плотности теплового потока от температуры, для трех рассматриваемых уровней значений коэффициента конвективной теплоотдачи. Заданная плотность теплового потока отражается на графике в виде горизонтальной линии. Абсциссы точек пересечения этой линии с кривыми суммарной плотности теплового потока, соответствующими разным значениям коэффициентов конвективной теплоотдачи, представляют собой температуры, при которых достигается заданная плотность теплового потока.

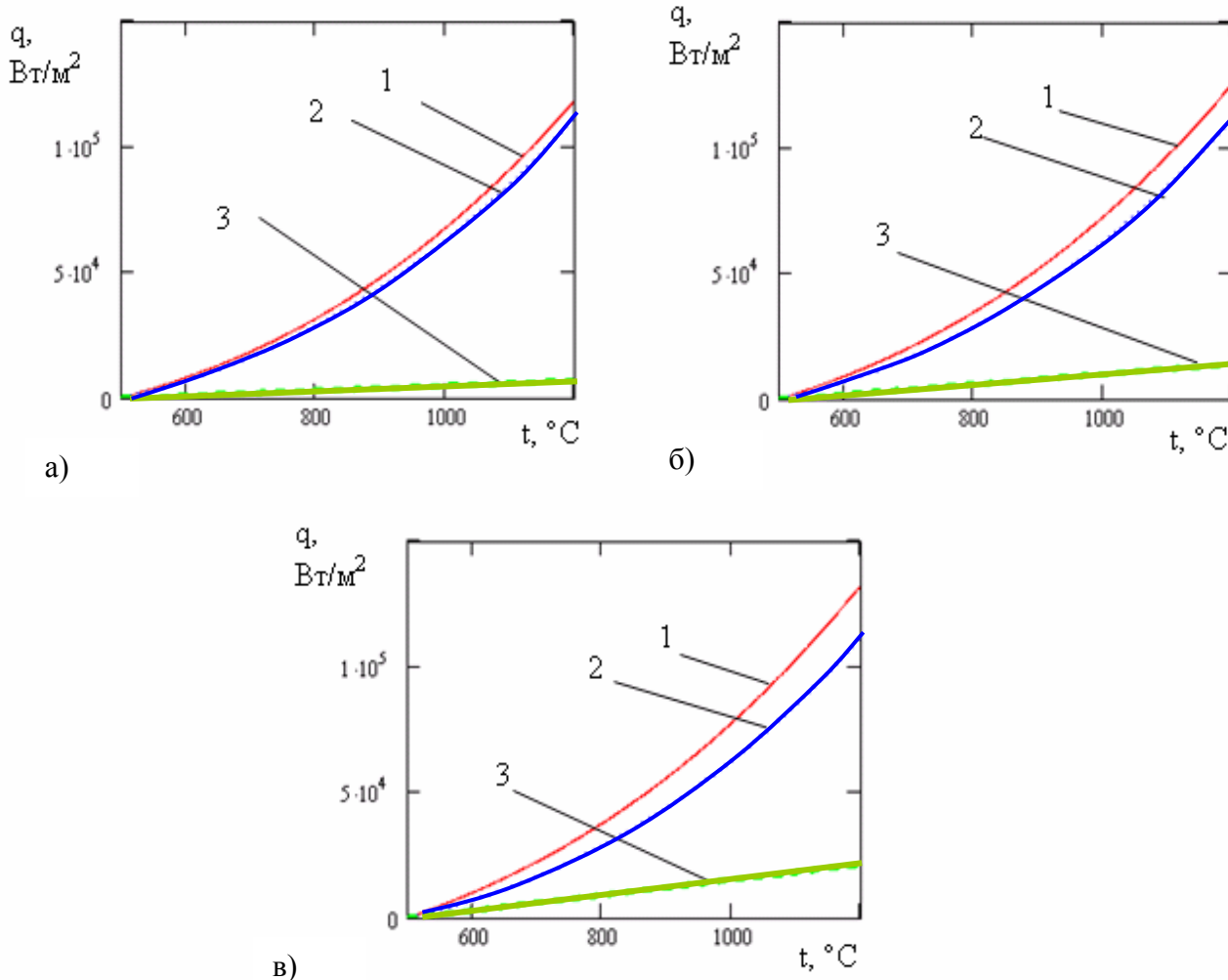


Рисунок 3.15 – Зависимость суммарного теплового потока, падающего на поверхность нагреваемого материала, а также лучистой и конвективной составляющих этого потока от температуры (1 – суммарный тепловой поток, 2 – лучистая составляющая теплового потока, 3 – конвективная составляющая теплового потока; а – при значении коэффициента конвективной теплоотдачи $10 W/(m^2 \cdot K)$, б – при значении коэффициента конвективной теплоотдачи $20 W/(m^2 \cdot K)$, в – при значении коэффициента конвективной теплоотдачи $30 W/(m^2 \cdot K)$)

Из анализа представленной информации очевидно, что для достижения заданной плотности теплового потока при разных значениях коэффициента конвективной теплоотдачи требуются различные температуры продуктов сгорания. Так, например, при температуре поверхности материала $500^{\circ}C$ суммарная плотность теплового потока $100 kW/m^2$ достигается для значения $\alpha_k=10 W/(m^2 \cdot K)$ при температуре продуктов сгорания $1138^{\circ}C$; для

значения $\alpha_k=20 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ при температуре продуктов сгорания – 1114°С ; для значения $\alpha_k=30 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ при температуре продуктов сгорания – 1090°С .

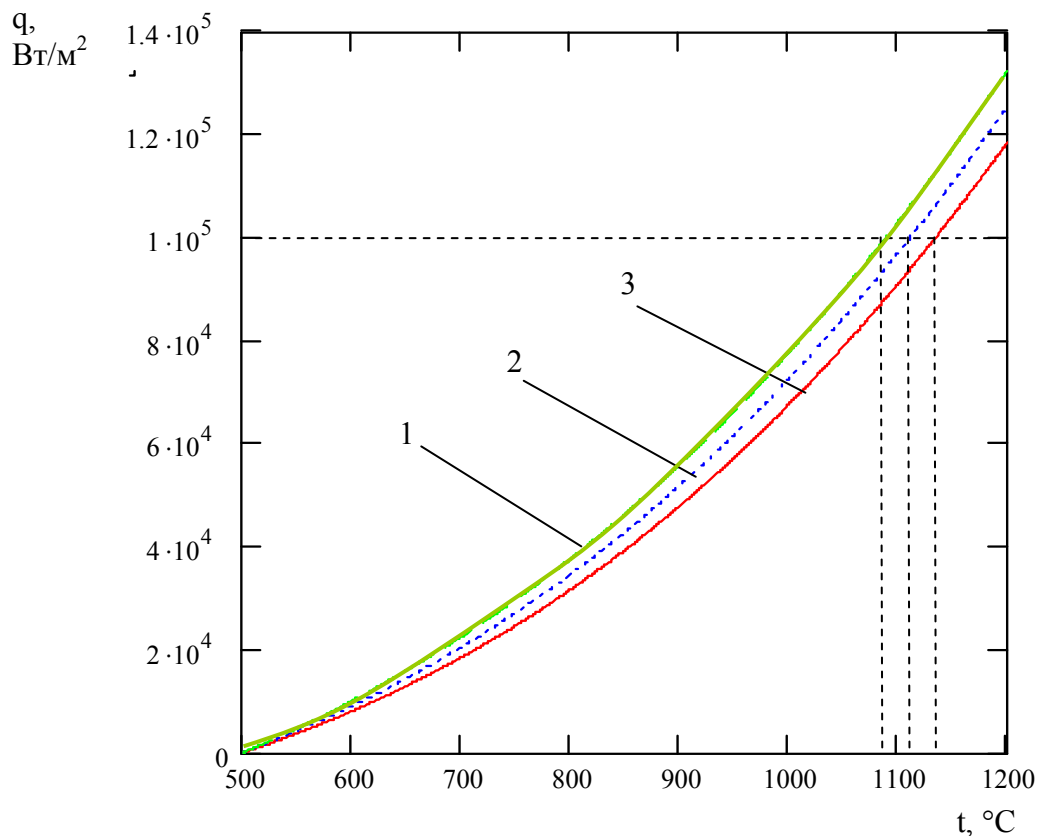


Рисунок 3.16 – Иллюстрация влияния интенсивности конвективного теплообмена в печи на требуемый уровень температуры продуктов сгорания для обеспечения заданного теплового потока (1 – при значении коэффициента конвективной теплоотдачи $30 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, 2 – при значении коэффициента конвективной теплоотдачи $20 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, 3 – при значении коэффициента конвективной теплоотдачи $10 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$)

Текущие значения коэффициента использования топлива определяются при помощи выражения (3.1).

Принята следующая зависимость теплоемкости продуктов сгорания от температуры ($\text{кДж}/(\text{м}^3\cdot\text{К})$) $c_o(t) = 1.348 + 1.65 \cdot 10^{-4} \cdot t$.

Приняв значение коэффициента рекуперации $0,2$ и выход продуктов сгорания с единицы топлива $12 \text{ м}^3/\text{м}^3$ (для природного газа), получим следующие значения коэффициентов

использования топлива для температур 1090, 1114 и 1138 °С соответственно: 0,543, 0,532 и 0,521.

Текущий расход топлива определяется при помощи выражения (3.3)

Если считать, что значение коэффициента конвективной теплоотдачи 10 Вт/(м²·К) является базовым, то его повышение до 20 и 30 Вт/(м²·К), как видно из зависимости (3.3), позволяет сократить текущий расход топлива на 2.1 и 4.2% соответственно. Необходимо отметить, что этот результат достигается при сохранении скорости нагрева металла (тепловой поток 100 кВт/м² и температура поверхности металла 500°С).

На практике конкретные текущие значения сокращения расхода топлива зависят от требуемых значений тепловых потоков, температуры поверхности материала, состава продуктов сгорания, геометрических и радиационных характеристик печи и садки, а также конкретных значений коэффициентов конвективной теплоотдачи.

Приведенные в качестве примера уровни повышения значения коэффициента конвективной теплоотдачи, и, соответственно, экономия топлива дают усредненное представление о том, какие результаты могут быть реально достигнуты на практике.

Для агрегатов непрерывного действия усиление конвективной теплоотдачи также приводит к росту коэффициента использования топлива и сокращению расхода топлива при неизменной производительности. В данном случае выполнение прямой упрощенной оценки этого эффекта как это было сделано для камерных печей несколько затруднительно, так как температура продуктов сгорания и тепловые потоки, падающие на поверхность материала, существенно меняются по длине печи. Поэтому необходимо либо предложить зависимость среднего теплового потока усваиваемого материалом за время

нагрева от температуры продуктов сгорания, покидающих печь и тогда повторить описанную выше последовательность действий; либо прибегнуть к методу математического моделирования.

Для более удобного анализа рассматриваемого в данном пункте вопроса предложен еще один подход, согласно которому напрямую определяется требуемое значение коэффициента конвективной теплоотдачи, соответствующее конкретному уровню экономии топлива для заданной сниженной температуры уходящих продуктов сгорания.

Для этой цели предложена зависимость:

$$\alpha_{k2} = \frac{q(t_{пм}) - C_{\delta}(t_{2yx}) \cdot \left[\left(\frac{t_{2yx} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{пм} + 273}{100} \right)^4 \right]}{t_{2yx} - t_{пм}}, \quad (3.19)$$

где $q(t_{пм})$ – зависимость итоговой плотности теплового потока, падающего на поверхность материала, от температуры его поверхности (зависимость взята из базовой технологии нагрева и поддерживается на том же уровне для разрабатываемого экономичного варианта).

Совместное использование зависимостей (3.16) и (3.19) позволило получить информацию, представленную на рис. 3.17. При этом были использованы те же исходные данные, что и при получении результатов на рис. 3.16.

Анализ этой информации с учетом значений коэффициентов конвективной теплоотдачи от газообразных сред (даже при наиболее благоприятных условиях они, как правило, не превышают 100 Вт/(м²·К), обычно, для печей это величина составляет 10-25 Вт/(м²·К)) позволяет заключить, что более реализуемым является получение экономии топлива за счет интенсификации конвективного теплообмена в начальные периоды нагрева с более низкой температурой поверхности нагреваемого материала. Также очевидно, что достижение экономии более 5-15% при сохранении темпа нагрева для любой

температуры поверхности нагреваемого металла только за счет усиления конвективной составляющей теплообмена сложно реализуемо.

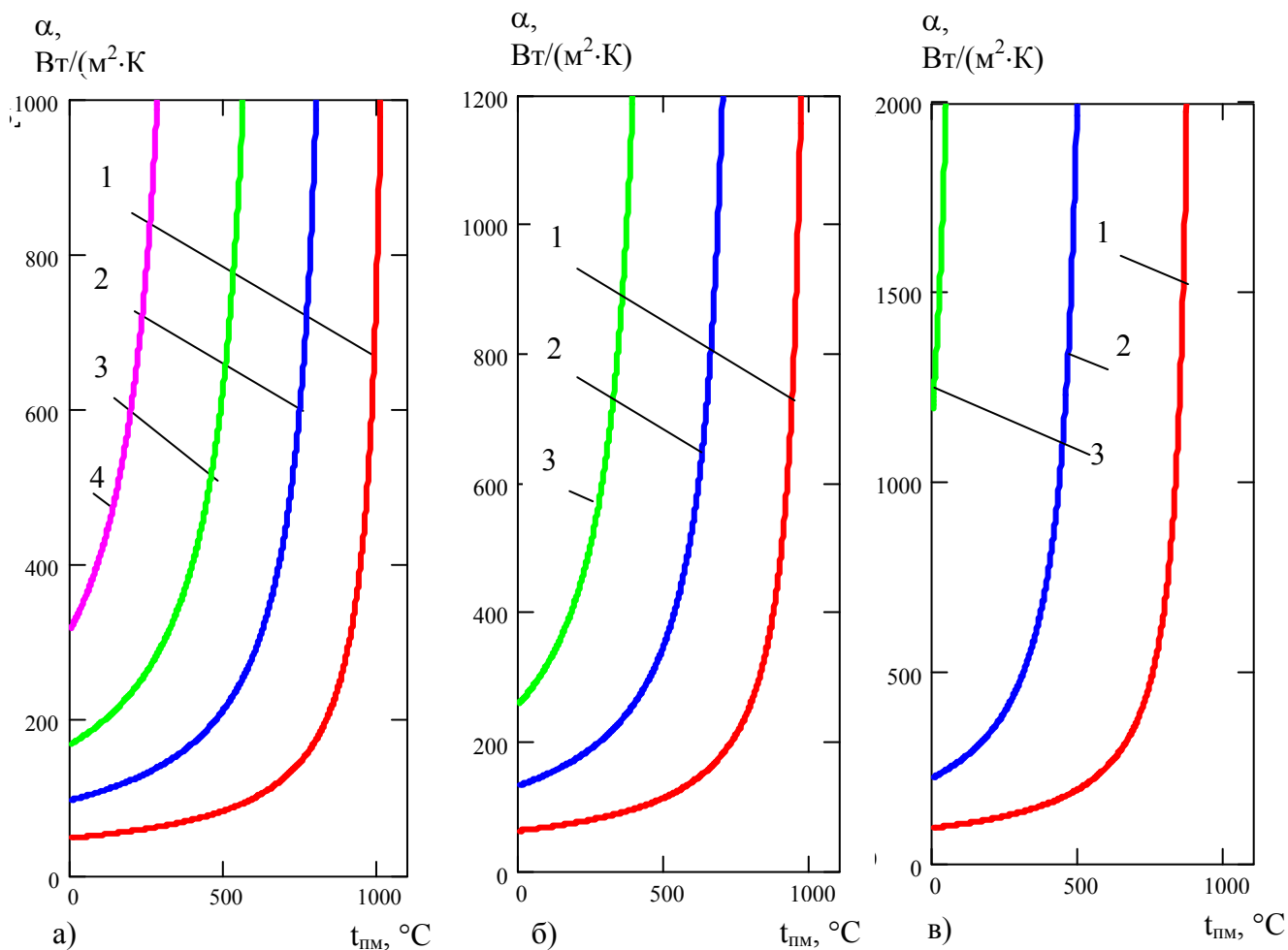


Рисунок 3.17 – Требуемое значение коэффициента конвективной теплоотдачи от продуктов сгорания к нагреваемому материалу для достижения заданного уровня экономии топлива в зависимости от температуры поверхности обрабатываемого материала (а – расход топлива $0,5 \text{ м}^3/\text{с}$, б – $0,3 \text{ м}^3/\text{с}$, в – $0,1 \text{ м}^3/\text{с}$, 1 – экономия топлива 5%, 2 – 10%, 3 – 15%, 4 – 20%). Поверхность нагрева рекуператора 500 м^2

Исходя из вышесказанного при конструировании новых печных агрегатов и реконструкции существующих целесообразно применять технические решения, позволяющие существенно поднять уровень значений конвективной теплоотдачи. В качестве таковых можно рекомендовать многоструйную атаку продуктами сгорания поверхности металла, колебательный характер подачи

топлива и воздуха. Кроме того, усиление перемешивания способствует более равномерному нагреву металла и соответственно улучшает условия последующей обработки давлением.

3.3.3.3 Исследование влияния лучистых характеристик теплообмена в камере печи на значение коэффициента использования топлива

Основным видом теплообмена в высокотемпературных печах является лучистый теплообмен. Плотность лучистого теплового потока, падающего на поверхность материала, определяется при помощи закона Стефана-Больцмана. Причем для заданных температур продуктов сгорания, заполняющих камеру печи, и поверхности нагреваемого материала конкретное значение плотности теплового потока будет определено величиной приведенного коэффициента излучения системы газ-кладка-металл.

Значение этого коэффициента для камерной печи определяется при помощи зависимости:

$$C_{\partial} = \frac{C_0 \cdot \varepsilon_{\partial} \cdot \varepsilon_M}{\varepsilon_{\partial} + \varphi_{KM} \cdot \varepsilon_M \cdot (1 - \varepsilon_{\partial})}, \quad (3.20)$$

где $C_0 = 5,67$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м²·К⁴);

ε_{∂} , ε_M – степени черноты продуктов сгорания и поверхности материала соответственно;

φ_{KM} – угловые коэффициенты для систем тел кладка-металл и металл-металл соответственно.

Для зон методических печей также используются известные зависимости [31].

Из анализа зависимостей для определения приведенных коэффициентов излучения следует, что для заданных геометрических параметров камеры печи и схемы загрузки

металла повлиять на значение этой величины можно изменением степени черноты газовой среды, заполняющей камеру печи. Известно, что газовый слой излучает энергию своим объемом и степень черноты при этом определяется в зависимости от содержания трехатомных газов (произведения их парциальных давлений на толщину газового слоя) и температуры газового слоя.

Однако степень черноты факела может существенно отличаться от усредненной степени черноты всего газового объема, заполняющего камеру печи. Степень черноты факела определяется видом топлива и способом сжигания. Очевидно, что в случае, если степень черноты факела значительно превышает степень черноты остального газового объема, заполняющего камеру печи, посчитанную для конечного состава продуктов сгорания, расчетная степень черноты всего газового объема, отражающая реальное количество тепла, переданное материалу излучением, должна быть выше последней.

Оценка влияния повышения расчетной степени черноты газового объема камеры печи может быть выполнена при помощи подхода, аналогичного тому, что использовался для оценки эффективности роста значений конвективной теплоотдачи от продуктов сгорания к нагреваемому материалу.

Так, для камерной печи на основании выражения (3.20) разработана функция, описывающая зависимость значения приведенного коэффициента излучения для системы тел газ-кладка-металл от температуры, параметров геометрии камеры печи, схемы загрузки материала и состава продуктов полного горения топлива, с возможностью учета превышения расчетного значения степени черноты газового объема в заданное число раз по сравнению со значением, посчитанным для состава продуктов полного горения топлива. Предполагается, что исследуемый эффект достигается за счет реализации мероприятий по повышению светимости факела. На основании функции,

описывающей зависимость приведенного коэффициента излучения от температуры, создана функция, описывающая суммарную плотность теплового потока, падающего на материал, в зависимости от температуры продуктов сгорания. При этом учтено наличие конвективной составляющей теплопередачи при уровне значения коэффициента конвективной теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности материала $10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Для каждого из рассматриваемых случаев определяется температура, при которой достигается заданная плотность теплового потока. Так, для примера рассмотрен случай: температура поверхности материала 500°C , заданная плотность теплового потока, падающего на поверхность материала $100 \text{ кВт}/\text{м}^2$, зависимость приведенного коэффициента излучения от температуры для базового случая дана на рис. 3.14. Рассмотрены случаи превышения расчетной степени черноты газового объема, заполняющего камеру печи, по сравнению с базовым значением, рассчитанным для состава продуктов полного сгорания в 1,05; 1,1; 1,15; 1,2; 1,25 и 1,3 раза.

Для найденных значений температуры уходящих продуктов сгорания, при которых достигается заданная плотность теплового потока, найдены значения коэффициентов использования топлива и рассчитано снижение расхода топлива по сравнению с базовым вариантом. Результаты расчетов приведены в таблице 3.1.

Анализ результатов, приведенных в таблице 3.1, показывает, что рост степени черноты факела, определяющий рост эффективной степени черноты газового объема камеры печи, приводит при сохранении скорости нагрева к снижению температуры продуктов сгорания, при которой достигается заданная плотность теплового потока, что определяет рост коэффициента использования топлива и снижение расхода топлива.

Таблица 3.1 – Результаты исследования влияния роста приведенного коэффициента излучения системы тел газ-кладка-металл на технико-экономические показатели нагрева

Исследуемый уровень повышения степени черноты	Температура продуктов сгорания, при которой достигается заданная плотность теплового потока °С	Значение коэффициента использования топлива	Экономия топлива относительно базового варианта, %
Базовый	1071	0,617	–
1,05	1064	0,62	0,5
1,1	1058	0,622	0,8
1,15	1053	0,624	1,1
1,2	1048	0,626	1,4
1,25	1043	0,628	1,8
1,3	1039	0,63	2,1

3.4 Совместный учет одновременной реализации мероприятий по снижению расхода топлива

Учет одновременной реализации мероприятий по снижению расхода топлива: (усиление конвективного обмена в камере печи, действия по росту значения коэффициента рекуперации, снижение количества продуктов сгорания за счет более качественного перемешивания и уменьшения значения коэффициента расхода воздуха) производится последовательно в любом порядке. Рост коэффициента использования топлива для первого мероприятия находим относительно доинновационного состояния, полученный результат принимаем за исходный для определения эффективности второго мероприятия и т.д.

Интегральный эффект от реализации всех мероприятий будет оценен исходя из сравнения значений коэффициента использования топлива: доинновационного и определенного после реализации последнего мероприятия.

3.5 Выводы

Представлены подходы по анализу энергоэффективности различных проектов по повышению уровня ресурсоэнергосбережения при нагреве материалов в печах. В качестве мероприятий, позволяющих улучшить технико-экономические показатели нагрева, рассмотрены: реконструкция футеровки за счет добавления слоя керамоволокнистых материалов; повышение значения коэффициента рекуперации; сокращение количества уходящих продуктов сгорания; снижение температуры уходящих продуктов сгорания при сохранении темпа нагрева материала за счет повышения интенсивности теплообмена в камере печи.

Для каждого из рассматриваемых мероприятий разработана функциональная зависимость, позволяющая определить величину управляющего воздействия в зависимости от требуемого уровня относительной экономии топлива. Данный научно-практический инструментарий позволяет целенаправленно реализовывать реконструкцию печных агрегатов и оценивать реальность предложений сторонних организаций.

При составлении каждой из функциональных зависимостей используется принцип «при прочих равных условиях», то есть предполагается, что все остальные параметры, кроме управляющего, остаются неизменными для состояния объекта до и после реконструкции. Для каждого из мероприятий по реконструкции проанализировано соответствие этого принципа действительности, показаны границы его применения.

Применительно к проектам по повышению значения коэффициента рекуперации создана методика, позволяющая осуществить рациональный выбор («примерку») конструкции рекуператора (из нескольких предложенных конструкций) для конкретного агрегата на основании анализа технико-экономических показателей.

Введено понятие динамической тепловой характеристики рекуператора и методология определения значения коэффициента рекуперации в зависимости от текущей тепловой нагрузки, что повышает точность расчетов тепловой работы агрегатов в целом и расхода топлива на нагрев в частности.

Представлена сущность созданного комплекса для автоматического тепло-гидравлического расчета дымового тракта, что значительно ускоряет выполнение таких расчетов для любого печного агрегата и произвольных режимов работы.

Предложено понятие динамической характеристики дымового тракта, основанной на тепло-гидравлическом расчете, которая представляет собой зависимость разрежения, создаваемого тяго-дутьевым устройством и положения регулирующего органа в зависимости от тепловой нагрузки агрегата. Построение такой характеристики для дымового тракта, в который включен «примеряемый рекуператор», позволяет оценить гидродинамические аспекты работы предлагаемого рекуператора в конкретном агрегате для произвольной тепловой нагрузки.

Применительно к анализу эффективности использования такого инструмента сокращения расхода топлива как снижение температуры уходящих продуктов сгорания предложена теорема о предельно достижимом значении коэффициента использования топлива в печах периодического действия.

При помощи метода инженерного анализа выполнены оценки экономии топлива от снижения температуры уходящих продуктов сгорания при сохранении темпа нагрева за счет

усиления конвективного теплообмена в камере печи и повышения степени черноты газового объема. Диапазоны относительной экономии топлива, которые могут быть достигнуты в каждом из этих случаев, составляют 2-10 и 1-5% соответственно.

ГЛАВА 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РЕАЛИЗАЦИИ ТЕХНОЛОГИЙ ТЕПЛОВОЙ ОБРАБОТКИ МАТЕРИАЛОВ В ПЕЧАХ

4.1 Комплексы для автоматического расчета процессов тепловой обработки материалов в печах

В настоящее время одним из наиболее перспективных инструментов для глубокого изучения процессов, протекающих при тепловой обработке материалов, является метод математического моделирования, основанный на решении дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности с соответствующими граничными условиями. Особенности и преимущества такого подхода детально рассмотрены в первой и второй главах.

Однако, несмотря на современный уровень развития компьютерной техники, подходов к численному решению задач математической физики, широкое использование и поныне имеют аналитические методики расчета (метод тепловой диаграммы и т.д.). Причиной тому является простота, легкость подстройки, что определяет возможность их прямого интегрирования на третий уровень систем АСУ ТП.

В данном подразделе рассмотрены аспекты создания автоматического расчетного комплекса для изучения операций нагрева и термообработки материалов, базирующегося на известных аналитических подходах. Для этого решены следующие задачи:

- автоматическая интерполяция всех вспомогательных величин;
- создание универсальных модулей для расчета типовых операций (нагрев, охлаждение, выравнивание, остывание с печью);

– организация взаимодействия между расчетными модулями для рассмотрения комплексных технологий тепловой обработки.

Интерполяция вспомогательных величин проведена на основании предварительного анализа возможных диапазонов их изменения при решении конкретных задач. Перечень заданных величин и основные подходы к их интерполяции приведены в табл. 4.1.

В современных математических пакетах при создании интерполяционных функций пользователь задает вид зависимости, векторы исходных данных, в результате чего формируется виртуальная функция, выдающая значение искомой величины для заданного значения аргумента. При этом пользователю напрямую не выдается значение коэффициентов интерполяционной зависимости. В случае необходимости их можно найти, открыв вспомогательный вектор данных, автоматически сформированный при создании интерполяционной функции. Такой подход предоставляет некоторое удобство, так как, изменяя в записи интерполяционной подпрограммы только степень полинома, можно сравнить ряд зависимостей и выбрать наилучший вариант.

Создание стандартных расчетных модулей. Для создания универсального расчетного комплекса необходимо предусмотреть создание модулей, описывающих тепловые параметры следующих операций:

- нагрев по режиму с постоянным тепловым потоком ($q=\text{const}$);
- нагрев по режиму с постоянной температурой печи ($t_{\text{печь}}=\text{const}$);
- комбинированный нагрев (I-ый период нагрев по режиму $q=\text{const}$, II-ой по режиму $t_{\text{печь}}=\text{const}$);
- выравнивание температур по сечению заготовки после нагрева (температура поверхности больше температуры центра);
- выравнивание температур по сечению заготовки после охлаждения (температура поверхности меньше температуры центра);

- охлаждение заготовок с печью;
- охлаждение заготовок воздухом.

Таблица 4.1 – Подходы к интерполяции вспомогательных величин

Название величин	Обозначение	Порядок регрессии	Аргументы	Допустимый диапазон изменения аргумента
Степень черноты углекислоты	ε_{CO_2}	2- мерная	1. Произведение парциального давления CO_2 (кПа) на эффективную длину луча (м) 2. Температура ($^{\circ}C$)	$p_{CO_2} \cdot l_{эф}$ 5 ..200 кПа·м; $t=900 \dots 1900^{\circ}C$
Степень черноты водяных паров	ε_{H_2O}	2- мерная	1. Произведение парциального давления CO_2 (кПа) на эффективную длину луча (м) 2. Температура ($^{\circ}C$)	$p_{H_2O} \cdot l_{эф}$ 20 ..600 кПа·м; $t=900 \dots 1900^{\circ}C$
Поправка на степень черноты в водяного пара	ξ_{H_2O}	2- мерная	1. Произведение парциального давления H_2O (кПа) на эффективную длину луча (м) 2. Парциальное давление в водяного пара (м).	$p_{H_2O} \cdot l_{эф}$ 14,7 ..294 кПа·м $p_{H_2O}=10 \dots 60$ кПа
Удельная энтальпия рассматриваемых марок стали	i	1-мерная	Температура металла	$t=0 \dots 1300^{\circ}C$
Коэффициент теплопроводности рассматриваемых марок стали	λ	1-мерная	Температура металла	$t=0 \dots 1300^{\circ}C$
коэффициент усреднения теплового потока при нагреве изделий по режиму $t_{печь} = const$	K_2	1-мерная	Число Био, посчитанное для конкретной геометрии заготовки и условий теплообмена	$Bi=0 \dots 40$
Теплоемкости газов (углекислота, водяной пар, азот, кислород)	c_{CO_2} c_{H_2O} c_{N_2} c_{O_2}	1-мерная	Температура газов	$t=0 \dots 2200^{\circ}C$

При создании блока для расчета нагрева заготовок были использованы стандартные подходы с привлечением разработанных интерполяционных зависимостей.

Операция выравнивания температурного поля заготовок не выделяется отдельно на многих диаграммах термообработки. Так, усреднения температурного поля после нагрева в некоторой мере можно достичь в течение операции нагрева за счет постепенного снижения величины греющего теплового потока [31]. Использование операции выравнивания, предполагающей автоматическое поддержание температуры поверхности материала на заданном постоянном уровне за счет выбора и установления в каждый момент времени необходимого значения температуры греющей среды, позволяет более эффективно решать задачу усреднения температурного поля заготовок. Операция прекращается по достижении заданного остаточного перепада между поверхностью и центром заготовки.

Для расчета этой операции автором предложена следующая методика. Определяем величины начальной и конечной плотностей теплового потока, которые необходимо подводить к поверхности заготовки:

$$q_{v1} = \frac{(t_{p1}^v - t_{cl}^v) \cdot k_2 \cdot \lambda(t_{sm1}^v)}{r_3};$$

$$q_{v2} = \frac{\Delta t_{ост}^v \cdot k_2 \cdot \lambda(t_{sm2}^v)}{r_3},$$
(4.1)

где r_3 – радиус круглого расчетного сечения заготовки, м;

t_{p1}^v , t_{cl}^v , t_{sm1}^v – температуры поверхности, центра заготовки и среднemasсовая температура в начале периода выравнивания, °С;

t_{sm2}^v – среднemasсовая температура заготовки в конце периода выравнивания, °С;

$\Delta t_{ост}^v$ – заданный остаточный перепад между центром и поверхностью заготовки в конце периода выравнивания, °С.

Далее определяется среднелогарифмическая плотность теплового потока:

$$q_{cp} = \frac{q_{v1} - q_{v2}}{\ln\left(\frac{q_{v1}}{q_{v2}}\right)}. \quad (4.2)$$

И на основании метода тепловой диаграммы определяем полное время обработки $\tau = \frac{r_3 \cdot \rho \cdot (i(t_{sm2}^v) - i(t_{sm1}^v))}{k_1 \cdot q_{cp}}$, где k_1 – коэффициент материальной нагрузки.

Температура греющей среды в каждый момент времени определяется, исходя из обеспечения заданной плотности теплового потока к поверхности материала при ее постоянной заданной температуре.

Расход топлива на реализацию выравнивания после нагрева определяется на основании времени обработки, среднелогарифмической плотности теплового потока и коэффициента использования топлива, определенного для средней температуры продуктов сгорания в камере печи.

Расчет выравнивания после охлаждения проводится принципиально также, как и в случае выравнивания после нагрева с той разницей, что тепло отводится от заготовки.

Для расчета охлаждения заготовок с печью предложено воспользоваться подходом, основанным на анализе всех термических сопротивлений на пути распространения тепла от поверхности заготовок к окружающей среде. Особенности теплообмена в камере запертой печи позволяют заключить, что итоговое термическое сопротивление лучистой и конвективной передаче тепла от заготовок к внутренней поверхности футеровки камеры печи значительно меньше сопротивлений распространению тепла теплопроводностью через футеровку и может быть исключено из рассмотрения. Учет этого соображения, а также низких значений отводимых тепловых

потоков позволил для расчетной модели принять температуру поверхности заготовок равной температуре внутренней поверхности футеровки.

Таким образом, итоговый коэффициент теплопередачи вычисляется следующим образом:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Sigma}} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2}}, \quad (4.3)$$

где α_{Σ} – итоговый коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности футеровки в окружающую среду, Вт/(м²·К);

s_1, s_2 – толщины первого и второго слоев футеровки, м;

λ_1, λ_2 – коэффициенты теплопроводности первого и второго слоев футеровки соответственно, Вт/(м·К).

Тогда общее количество тепла, отводимое через футеровку печи в начале и конце периода остывания с печью, составит:

$$\begin{aligned} Q_{ph1} &= k \cdot F_{кл} \cdot (t_{p1}^{ph} - t_{oc}), \\ Q_{ph2} &= k \cdot F_{кл} \cdot (t_{p2}^{ph} - t_{oc}), \end{aligned} \quad (4.4)$$

где $F_{кл}$ – поверхность футеровки печи, м²;

t_{p1}^{ph}, t_{p2}^{ph} – температуры поверхности заготовок в начале и конце периода охлаждения с печью, °С;

t_{oc} – температура окружающей среды, °С.

Плотность теплового потока, отводимого от поверхности заготовок в начале и конце периода, составит:

$$\begin{aligned} q_{ph1} &= \frac{Q_{ph1}}{F_m}, \\ q_{ph2} &= \frac{Q_{ph2}}{F_m}, \end{aligned} \quad (4.5)$$

где F_m – наружная поверхность нагреваемых тел, м².

Далее при помощи зависимости типа (4.2) находим среднелогарифмическую плотность теплового потока,

отводимого от поверхности заготовок, и с помощью метода тепловой диаграммы определяем время реализации операции, пренебрегая при этом в виду малого значения отводимых тепловых потоков температурным перепадом по толщине заготовки и принимая среднемассовую температуру равной температуре поверхности.

Для расчета процесса охлаждения заготовок воздухом разработан следующий подход. Поскольку коэффициент теплоотдачи от поверхности заготовок к охлаждающему воздуху, как правило, достаточно условно принимается из диапазона реальных значений без использования конкретных критериальных зависимостей, которые соответствовали бы схеме загрузки заготовок, подачи воздуха и т.д., предложено выбранное значение коэффициента теплоотдачи относить к действующей температуре воздуха в печи, которая представляет собой среднее арифметическое от температур входа и выхода воздуха из печи.

Плотность теплового потока, отводимого от заготовок в конце периода воздушного охлаждения, определяется на основании заданного остаточного температурного перепада между поверхностью и центром:

$$q_{a2} = \frac{\Delta t_{ост}^a \cdot k_2 \cdot \lambda(t_{sm2}^a)}{r_3}, \quad (4.6)$$

где $\Delta t_{ост}^a$ – остаточный температурный перепад в конце операции, °С;

t_{sm2}^a – среднемассовая температура заготовок в конце операции, °С.

Тогда температура воздуха, покидающего печь, в конце периода составит:

$$t_{a2} = \left(-q_{a2} / \alpha_m + t_{p2}^a \right) \cdot 2 - t_{oc}, \quad (4.7)$$

где α_m – коэффициент теплоотдачи от поверхности заготовок к охлаждающему воздуху, Вт/(м²·К);

t_{p2}^a – температура поверхности заготовок в конце операции воздушного охлаждения, °С.

Расход воздуха для реализации операции определяется следующим образом:

$$V_a = \frac{F_m \cdot \alpha_m \cdot (t_{p2}^a - \frac{t_{a2} + t_{oc}}{2})}{c_a \cdot (t_{a2} - t_{oc})}, \quad (4.8)$$

где F_m – наружная поверхность заготовок, м²;

c_a – теплоемкость воздуха, Дж/(м³·К).

Тогда температура воздуха, покидающего печь в начале периода воздушного охлаждения, составит:

$$t_{a1} = \frac{V_a \cdot c_a \cdot t_{oc} + F_m \cdot \alpha_m \cdot t_{p1} - F_m \cdot \alpha \cdot t_{oc} / 2}{V_a \cdot c_a + F_m \cdot \alpha / 2}, \quad (4.9)$$

а плотность теплового потока, отводимого от поверхности заготовки в начале периода, составит:

$$q_{a1} = \alpha_m \cdot \left(t_{p1}^a - \frac{t_{a1} + t_{oc}}{2} \right). \quad (4.10)$$

Среднелогарифмическую плотность теплового потока находим при помощи зависимости типа (4.2), а полное время операции – на основании метода тепловой диаграммы.

В предложенной методике для расчета операции воздушного охлаждения, в отличие от работы [31], не учитывается охлаждение футеровки, что, по мнению автора, вполне допустимо для современных камерных печей, у которых внутренний слой футеровки выполнен из керамоволокна, так как из-за малой массы нагретой части футеровки (по сравнению с массой заготовок) доля тепла, отводимого от нее воздушным охлаждением, во много раз меньше тепла, отводимого от материала.

Организация взаимодействия между расчетными модулями

Для организации взаимодействия между расчетными модулями использован следующий принцип – данные о

температурном поле, полученные в результате предыдущего расчета, являются исходными данными для последующего расчета. В качестве характеристик температурного поля используются три значения температуры: температура центра заготовок, поверхности и среднемассовая температура:

$$t_{p2}^{i-1} = t_{p1}^i;$$

$$t_{c2}^{i-1} = t_{c1}^i;$$

$$t_{sm2}^{i-1} = t_{sm1}^i.$$

На основании предложенных подходов создан расчетный комплекс в математическом пакете MathCAD 2001 и его использование опробовано для условий ряда машиностроительных предприятий Украины, реализующих нагрев и термообработку массивных заготовок в печах камерного типа. В результате зафиксирована достаточная для инженерных расчетов точность и информативность.

Таким образом, в данном пункте рассмотрено создание расчетных комплексов для изучения нагрева и термообработки заготовок в печах. При этом отработан подход для автоматической интерполяции вспомогательных величин, уточнен алгоритм расчета операций выравнивания температурного поля заготовок, охлаждения с печью и воздушного охлаждения. Предложен способ для организации взаимодействия между расчетными модулями.

4.2 Пример создания расчетной методики для нагрева алюминиевых заготовок под штамповку в печах новой конструкции

В последнее время появились конструкции печей, предназначенных как для высокотемпературного, так и для низкотемпературного нагрева материалов, с рециркуляцией части дымовых газов.

Значительных успехов в области создания агрегатов для нагрева алюминиевых заготовок под штамповку достиг НКМЗ. Общая идея организации рециркуляции части теплоносителя в печах для низкотемпературного нагрева заключается в позонном заборе отработанного теплоносителя из термокамеры в систему рециркуляции каждой тепловой зоны через всасное окно в крыше каркаса термокамеры, в которое врезан трубопровод, связанный со всасом дымососа. Непосредственно перед всасом дымососа в этот трубопровод врезан патрубок с дроссельной регулирующей заслонкой, исполнительный механизм которой заведен в систему АСУ ТП и обрабатывает по сигналу термопары, контролирующей температуру теплоносителя на входе в дымосос. Через данный патрубок производится регулируемый подсос атмосферного воздуха, который, смешиваясь с потоком всасываемого теплоносителя, остужает его до заданной температуры, обеспечивая тепловую защиту дымососа.

Далее, пройдя через дымосос, подстуженный теплоноситель подается в щелевые корпуса горелочных устройств данной тепловой зоны. Смешиваясь с факелом каждой работающей на соответствующем режиме горелки, он нагревается до заданной температуры, входит в струйный коллектор и через сопла, выполненные в нем, отдельными потоками истекает на нагреваемые поверхности заготовок.

Для отвода излишков теплоносителя при его воспроизводстве в процессе работы печи в крыше каркаса термокамеры выполнены отводные позонные окна, в которые вмонтированы всасные патрубки сбросных коллекторов-дымоотводов с регулирующими дроссельными заслонками. Упомянутые дымоотводы введены в общий боров, связанный с вытяжной системой дымоудаления, предпочтительно, дымовой трубой.

Для контроля корректности работы систем рециркуляции и их проектирования должна быть создана расчетная методика, устанавливающая взаимосвязь между расходами природного газа, подстуживающего теплоносителя и конечного теплоносителя.

Определение взаимосвязи между расходами теплоносителей

В основе определения расхода теплоносителя, идущего на разбавление продуктов сгорания природного газа, лежит рассмотрение теплового баланса:

$$V_{ПГ} \cdot C_{ПГ} \cdot t_{ПГ} + V_{ВП} \cdot C_{ВП} \cdot t_{ВП} = V_T \cdot C_T \cdot t_T, \quad (4.11)$$

где $V_{ПГ}$, $V_{ВП}$, V_T – объемы продуктов сгорания природного газа, теплоносителя, идущего на смешение с продуктами сгорания, и конечного теплоносителя соответственно, м³;

$C_{ПГ}$, $C_{ВП}$, C_T – теплоемкости продуктов сгорания природного газа, теплоносителя, идущего на смешение с продуктами сгорания, и конечного теплоносителя соответственно, кДж/(м³·К);

$t_{ПГ}$, $t_{ВП}$, t_T – температуры продуктов сгорания природного газа, теплоносителя, идущего на смешение с продуктами сгорания, и конечного теплоносителя соответственно, °С.

Зависимость (4.11) отражает следующий физический смысл – суммарное количество тепла, содержащееся в продуктах сгорания природного газа и в теплоносителе, идущем на его разбавление, равно количеству тепла, содержащемуся в конечном теплоносителе.

Для решения этой задачи необходимо произвести расчет горения топлива, который позволяет определить количество и состав продуктов сгорания природного газа конкретного состава. Принято, что теплоноситель, идущий на разбавление с продуктами сгорания природного газа эквивалентен по составу воздуху. Это допущение не вносит значительной погрешности в результаты расчета, так как основную долю в составе этого

теплоносителя составляет именно воздух, кроме того, определение истинного состава данного теплоносителя при переменных режимах работы печи является довольно проблематичным. Температура продуктов сгорания $t_{ПГ}$ определяется на основании калориметрической температуры продуктов сгорания, определенной при помощи следующего выражения:

$$t_{cal} = \frac{Q_{nr} + V_{aird} \cdot C_a(t_a) \cdot t_a}{V_{wg} \cdot C_{wg}(t_{cal})},$$

где Q_{nr} – низшая теплота сгорания природного газа, кДж/м³;
 V_{aird} – действительный расход воздуха на сжигание 1 м³ природного газа, определенный из расчета горения топлива, м³/м³;

C_a – теплоемкость воздуха, идущего на сжигание газа, взятая при его температуре, кДж/(м³·К);

t_a – температура воздуха, идущего на сжигание природного газа, °С;

V_{wg} – выход дыма от сгорания 1 м³ природного газа, м³/м³;

C_{wg} – теплоемкость продуктов сгорания, взятая при их калориметрической температуре, кДж/(м³·К).

Как видно из представленной зависимости, процедура поиска конечного решения носит итерационный характер.

Действительная температура продуктов сгорания определяется как $t_{ПГ} = \varphi \cdot t_{cal}$, где $\varphi = 0,9$ – коэффициент, учитывающий тепловые потери в горелке и смешивающем узле.

В конечном итоге количество теплоносителя, идущего на смешение с продуктами сгорания природного газа, определено при помощи следующей расчетной зависимости:

$$V_{ВП} = V_{ПГ} \cdot \frac{C_T(V_{ВП}) \cdot t_T - C_{ПГ}(t_{ПГ}) \cdot t_{ПГ}}{C_{ВП} \cdot t_{ВП} - C_T(V_{ВП}) \cdot t_T},$$

где $C_T(V_{ВП})$ – теплоемкость конечного теплоносителя при его заданной температуре, в зависимости от количества воздуха,

взятого для смешения с продуктами сгорания природного газа (теплоемкость газовой смеси при заданной температуре зависит от ее состава).

Как видно из характера представленной зависимости, вычисления с ее помощью носят итерационный характер.

Если результаты расчетов отнести не к 1 м^3 природного газа, а к 1 м^3 конечного теплоносителя, то можно определить долю продуктов сгорания и долю теплоносителя, идущего на их разбавление, а также удельный расход природного газа на производство 1 м^3 конечного теплоносителя заданных параметров. Так, условно предполагая использование газа, состоящего на 100% из CH_4 при коэффициенте расхода воздуха 1,1, температуре воздуха, идущего на сжигание природного газа 20°C , температуре теплоносителя, идущего на смешение с продуктами сгорания 170°C и заданной температуре конечного теплоносителя 580°C установлено, что доля продуктов сгорания в конечном теплоносителе составляет 0,23, доля теплоносителя, идущего на смешение 0,77, а удельная норма расхода природного газа на производство 1 м^3 конечного теплоносителя составляет $0,02\text{ м}^3/\text{м}^3$.

Таким образом, в данном подразделе создана расчетная методика, устанавливающая взаимосвязь между расходами природного газа, подстуживающего теплоносителя и конечного теплоносителя, предназначенная для расчета рециркуляции отработанного в печах теплоносителя.

4.3 Использование математической модели тепловой обработки материалов в печах

Вопросы создания и подтверждения адекватности математической модели тепловой обработки материалов в печах детально рассмотрены во второй главе. Ниже проанализирован

спектр дополнительных возможностей такой модели помимо показанных во второй главе подходов к определению температурного поля материала и темпа изменения температуры.

Так, совместное решение уравнений, описывающих тепловое состояние металла и футеровки, позволяет получить изменение температурного поля футеровки. В процессе тепловой обработки материала для исходных данных, задействованных для получения результатов на рис. 2.6, при толщине однослойной керамоволокнистой футеровки толщиной 200 мм получено изменение температурного состояния футеровки во времени (рис. 4.1). Кривые 1 и 2 соответствуют температурам на внутренней и наружной поверхностях футеровки. Другие кривые описывают изменение температур для слоев, лежащих через каждые 22 мм.

Изменение важных для правильной настройки технологии и контроля ее протекания параметров (плотность лучистого теплового потока, расход газа, тепловые потери через футеровку) в течение нагрева представлено на рис. 4.2.

Для вычисления текущего расхода газа используется следующий подход:

$$B = \frac{1}{Q_n^p} \cdot \left(\frac{q \cdot F_m}{\eta_t} + \frac{Q_{\text{пот}}}{\eta_t} \right),$$

где η_t – текущее значение коэффициента использования топлива, вычисленное для текущего значения температуры продуктов сгорания, покидающих камеру печи.

Особый интерес представляет информация, представленная на рис. 4.2в. Она учитывает как потери тепла на аккумуляцию, так и непосредственно в окружающую среду. Для этого в качестве величины текущих тепловых потерь используется тепловой поток на внутренней поверхности футеровки, вычисленный на основании ее температурного поля, определенного при помощи математической модели:

$$Q = \frac{t_f[m] - t_f[m-1]}{\Delta x_f} \cdot \lambda_f \cdot F_f,$$

где $t_f[m]$, $t_f[m-1]$ – температура футеровки на внутренней поверхности и на расстоянии Δx_f от поверхности, что соответствует первому узлу сетки возле поверхности, соответственно, °С;

λ_f – коэффициент теплопроводности материала футеровки, вычисленный для температуры $(t_f[m] + t_f[m-1])/2$, Вт/(м·К);

F_f – площадь внутренней поверхности футеровки, м².

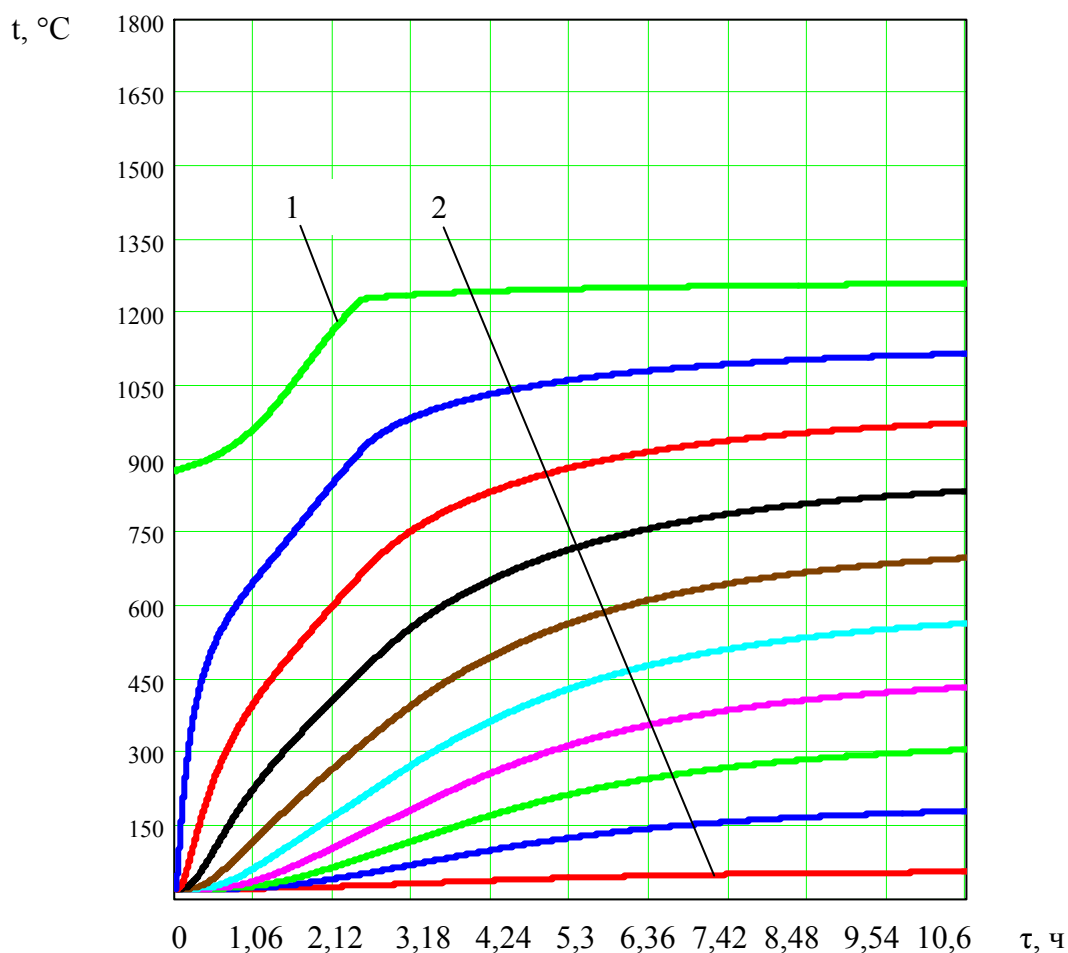


Рисунок 4.1 – Результаты расчета температурного поля однослойной футеровки из керамоволокна в течение нагрева (1 – температура внутренней поверхности футеровки; 2 – температура наружной поверхности футеровки)

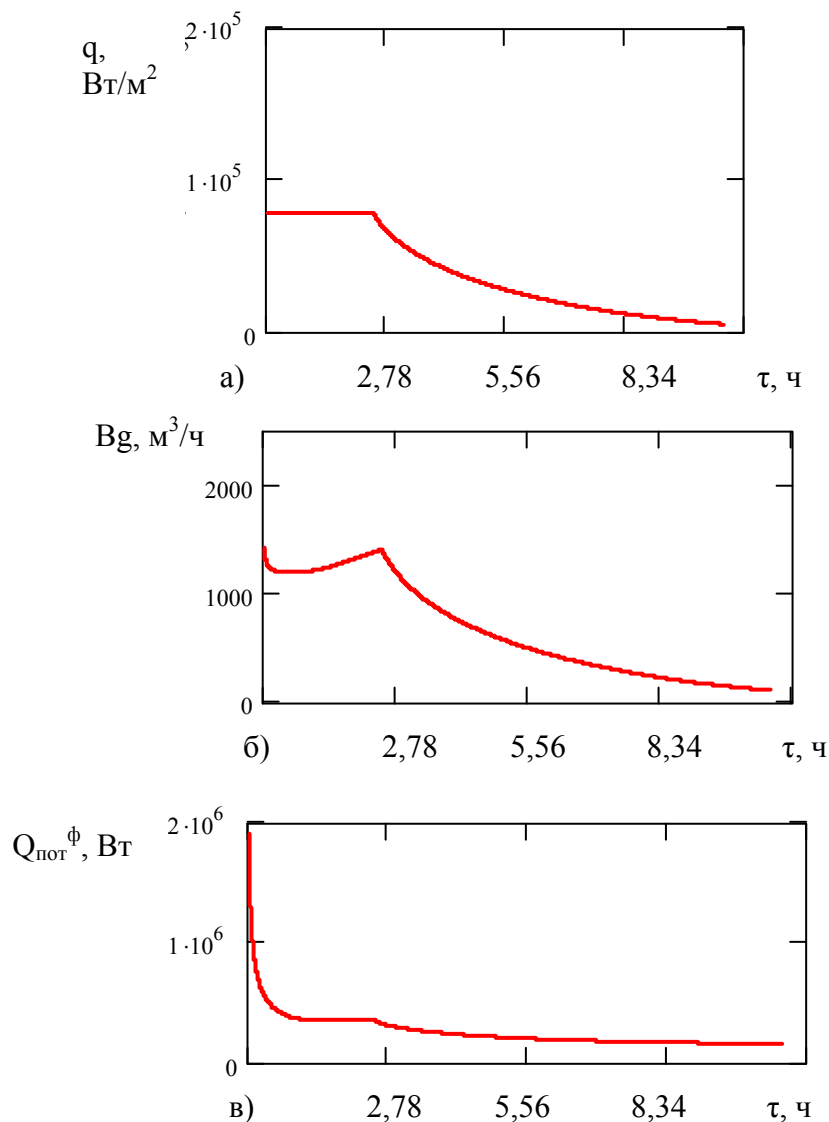


Рисунок 4.2 – Изменение тепловых параметров нагрева заготовок во времени (а – лучистый тепловой поток, б – расход газа, в – тепловые потери через футеровку)

Анализ результатов численных экспериментов, полученных как для приведенных выше, так и для других наборов исходных данных, в достаточной мере соответствуют практическим данным по нагреву заготовок в камерных печах.

Рассмотрим пример использования разработанных подходов и математической модели для изучения процессов охлаждения заготовок в печи. В качестве характеристик камеры печи и нагреваемых заготовок принимаем те же значения, что применялись выше для моделирования процессов нагрева.

Рассмотрим охлаждение стальных заготовок в диапазоне среднемассовых температур 650-470 °С. В качестве охлаждающей среды используется воздух, на основании литературных данных [34] для омывания металла принято значение коэффициента конвективной теплоотдачи 20 Вт/(м²·К). Для омывания футеровки предложено взять вдвое меньшее значение – 10 Вт/(м²·К). В качестве действующей температуры охлаждающей среды в печи используется среднее арифметическое от текущего значения температуры воздушной среды, заполняющей печь и температуры свежего воздуха, подаваемого в печь.

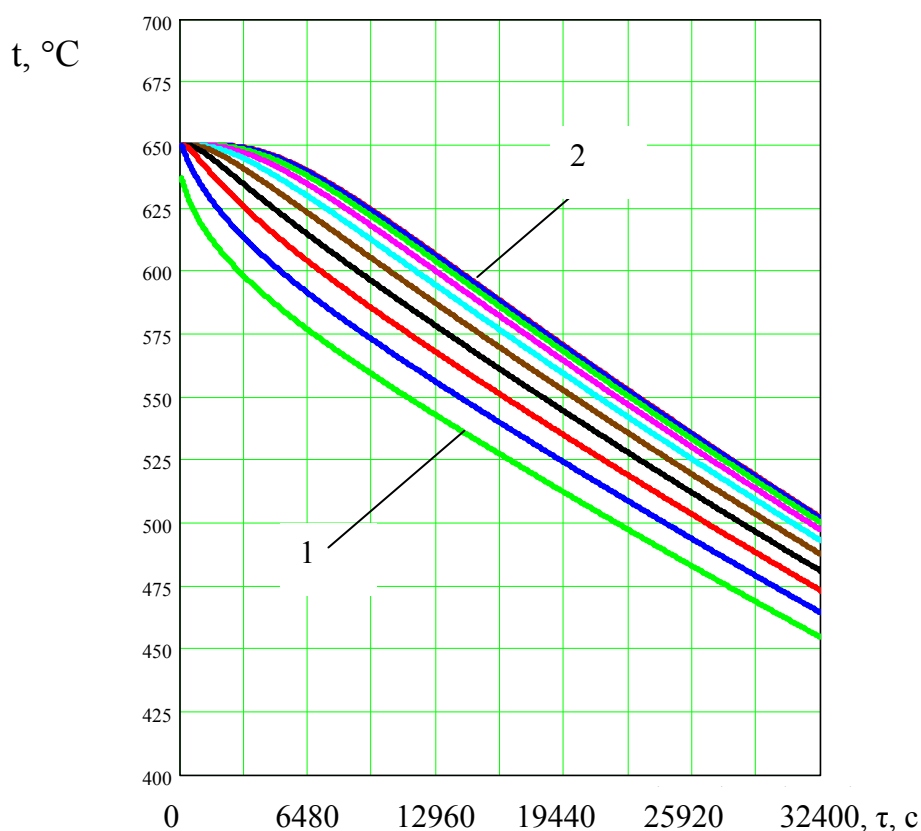


Рисунок 4.3 – Температурное поле металла в процессе охлаждения от среднемассовой температуры 650 °С до температуры 450 °С (кривые 1 и 2 соответствуют точкам на поверхности заготовки и ее оси соответственно)

Расчетное время охлаждения, определенное при помощи математической модели, составило 10,0 часов, что в пределах пятипроцентной погрешности согласуется с результатами расчета

по аналитической методике, предложенной в подразделе 4.1, и практическими данными.

Результаты моделирования температурного поля металла и футеровки, охлаждаемых в рассмотренном примере, полученные при помощи разработанной математической модели, приведены на рис. 4.3 и рис 4.4.

Таким образом, в данном подразделе на конкретных примерах проиллюстрированы аспекты использования математической модели тепловой обработки материалов в печах, расширяющие информативность получаемых результатов и возможность их применения для прецизионной настройки и управления работой конкретных агрегатов.

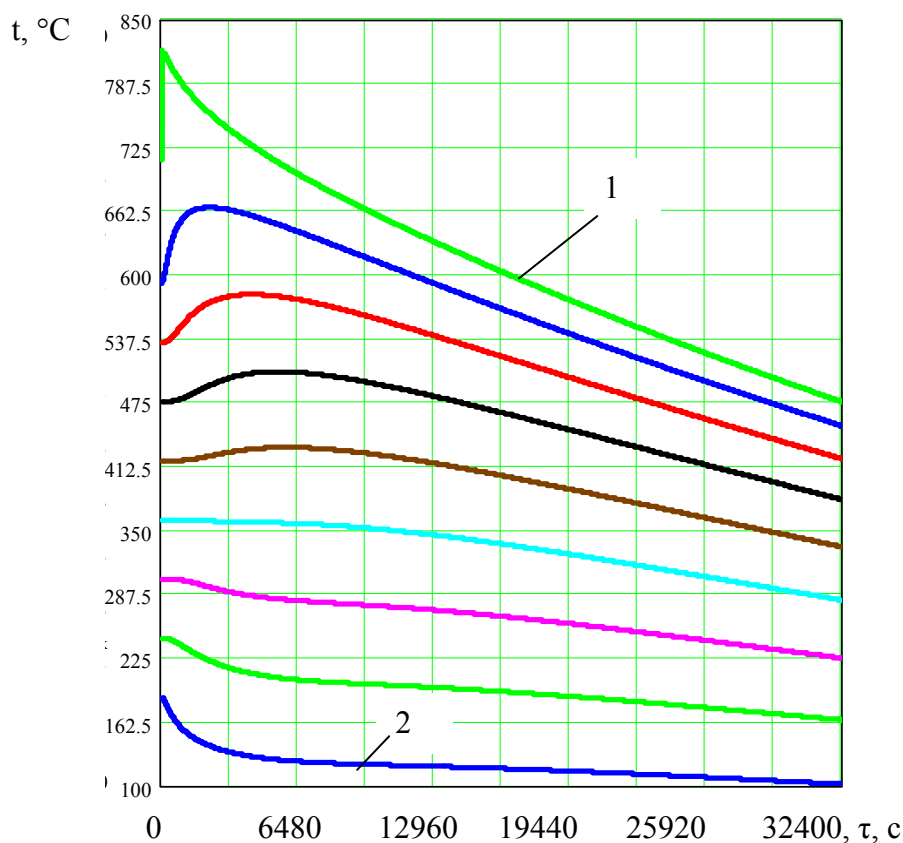


Рисунок 4.4 – Температурное поле футеровки печи в процессе охлаждения металла от среднемассовой температуры 650 °С до температуры 470 °С (кривые 1 и 2 соответствуют точкам внутренней и наружной поверхности футеровки соответственно)

4.4 Экономия затрат на топливо для нагрева материалов в печах за счет замены природного газа искусственными газами

4.4.1 Общие положения по замене природного газа искусственными газами

Природный газ представляет собой газообразное топливо, характеризующееся рядом свойств, позволяющих достигать при его использовании для отопления теплотехнических и теплоэнергетических агрегатов высокие технико-экономические показатели. К таковым следует отнести значение низшей теплоты сгорания на уровне 31-37 МДж/м³, калориметрическую температуру сжигания в холодном воздухе порядка 1900 °С, низкое содержание балластных компонентов (СО₂, N₂), относительно высокий уровень чистоты по серосодержащим соединениям. К недостаткам использования природного газа следует отнести его высокую стоимость и отсутствие достаточного количества украинских запасов.

Металлургические предприятия, являющиеся одними из основных потребителей топливно-энергетических ресурсов (и газообразного топлива в частности), в то же время представляют собой предприятия с внутренними источниками газа. В общем случае на металлургическом предприятии полного цикла образуются следующие искусственные газы: доменный, как побочный продукт производства чугуна; коксовый, как побочный продукт производства кокса; ферросплавный, как побочный продукт производства некоторых ферросплавов. Использование коксового и доменного газа в качестве топлива (или как компонента топливной смеси) известно давно. Большая часть аспектов этого вопроса глубоко проработана как теоретически, так и практически.

Ниже систематизирован ряд положений об использовании искусственных газов для отопления нагревательных агрегатов в качестве единственного или добавочного компонента.

Имеется мнение, согласно которому для замены природного газа на топливную смесь, частично или полностью состоящую из искусственных газов, достаточно руководствоваться коэффициентом замены, представляющим собой отношение теплот сгорания заменяемого и замещающего газов. Такой подход в общем случае гарантирует поступление в камеру агрегата требуемого количества тепла, однако это не означает, что нагрев материала будет реализовываться с заданной скоростью.

Проблема в том, что для реализации нагрева необходимо не только выделение заданного количества тепла, но и создание условий для его передачи к нагреваемому материалу; таковые определяются радиационными характеристиками среды, заполняющей камеру печи; схемой и скоростями движения продуктов сгорания; значением калориметрической температуры горения топлива и т.д.

Таким образом, для решения вопроса о том, каким будет расход топлива, замещающего природный газ, необходим полный расчет процесса нагрева материала с использованием характеристик предлагаемого топлива (состава) и особенностей сжигания (значение коэффициента расхода воздуха, конструктивные особенности газогорелочных устройств).

Для автоматизированного решения проблем замены природного газа в данной работе разработан расчетный комплекс, включающий в себя:

- программу расчета горения топлива произвольного состава, позволяющую определять расходы воздуха, продуктов сгорания, их состав, проверять материальный баланс процесса горения, вычислять калориметрическую температуру горения. Разработанная программа выполнена в виде автоматического расчета в пакете MathCAD;

- программа для расчета нагрева материалов в печах, базирующаяся на известных аналитических методиках с набором

усовершенствований, рассмотренных в подразделе 4.1. Разработанная программа выполнена в виде автоматического расчета в пакете MathCAD;

– в качестве более точного решения задачи расчета процесса нагрева материалов в печах может быть использована математическая модель, базирующаяся на решении дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности, детально разработанная во второй главе.

4.4.2 Производство генераторных газов из твердого топлива

В качестве топлива для нагрева материалов в печах для предприятий, не имеющих внутренних источников газообразного топлива, для замены природного газа может быть использован генераторный газ, произведенный из твердого топлива. Такой подход является перспективным для Украины, как государства, обладающего значительными запасами каменного угля.

В основе газификации лежит неполное горение топлива (при недостатке кислорода), либо реагирование углерода с углекислотой или водяным паром с целью получения горючих газов [56-58].

Простейший способ газификации представлен на рисунке 4.5. Куски топлива поступают сверху через загрузочное устройство; снизу через зазоры в чугунной колосниковой решетке подаются воздух и водяной пар. В нижней части зоны II, расположенной над слоем золы и шлака I, происходит неполное горение топлива при недостатке кислорода. Поскольку в этой зоне расходуется почти весь O_2 , ее называют кислородной. Зона золы и шлаков I, примыкающая непосредственно к колосниковой решетке, играет роль засыпки, которая выравнивает распределение дутья и защищает колосники от перегрева. Продукты горения углерода, которые содержат в большей степени CO_2 и в меньшей CO поступают в зону восстановления III. Здесь углекислота и водяной пар вступают в реакцию с

углеродом кокса, раскаленного за счет тепла, которое выделилось в кислородной зоне. В результате реакций CO_2 и H_2O с углеродом топлива образуются CO и H_2 , которые смешиваются с азотом воздуха и неразложившейся частью CO_2 . Смесь газов, которая образовалась, поднимается вверх через вышележащие слои топлива и нагревает его своим теплом. Нагретое без доступа кислорода при температуре $500-600^\circ\text{C}$, топливо претерпевает сложное видоизменение своей внутренней структуры, которое называется сухой перегонкой или полукоксованием. При этом происходит выделение летучих газов, которые присоединяются к потоку газов, идущих из зоны восстановления.

В качестве летучих газов в зоне возгонки выделяются: H_2S , CH_4 , N_2 , CO_2 , H_2O . Их выход ($\text{м}^3/\text{кг}$) можно рассчитать по следующим формулам:

$$V_{\text{H}_2\text{S}} = 0.007 \cdot k_s \cdot S^p;$$

$$V_{\text{CH}_4} = 0.056 \cdot H^p - 0.0035 \cdot k_s \cdot S^p;$$

$$V_{\text{N}_2} = 0.008 \cdot N^p;$$

$$V_{\text{CO}_2} = 0.007 \cdot O^p;$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0.0124 \cdot W^p,$$

где C^p , H^p , N^p , O^p , S^p , W^p – содержание углерода, водорода, азота, кислорода, серы, влаги в рабочем составе топлива соответственно;

k_s – коэффициент, характеризующий распределение серы между соединениями. Принимается равным 0,1-0,5.

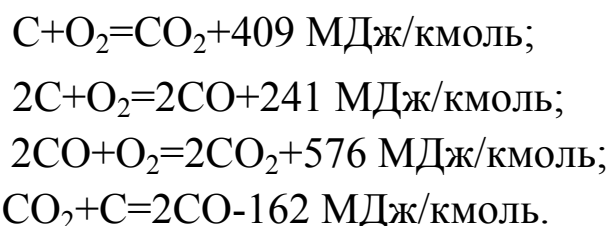
В вышележащей зоне сушки V слой топлива подсушивается за счет физического тепла газов, покидающих установку. Негорючие остатки топлива в виде шлаков удаляются с колосниковой решетки в ванную с водным затвором.

Приведенное выше деление пространства газогенератора на зоны является достаточно условным, потому что процессы в нем идут параллельно и могут накладываться друг на друга.

В зависимости от состава дутья генераторные газы разделяют на 4 группы:

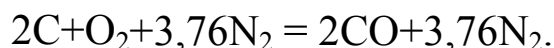
1. Воздушный.
2. Водяной.
3. Смешанный.
4. Парокислородный.

Воздушный газ. При газификации сухим воздухом получают воздушный газ. При этом в газогенераторе идут следующие реакции:



Первые две реакции идут преимущественно в зоне горения и протекают до конца. Две последние происходят в зоне газификации и являются обратимыми.

Уравнение процесса получения идеального генераторного газа, описывающее явления, протекающие в зоне газификации, можно представить в следующем виде:

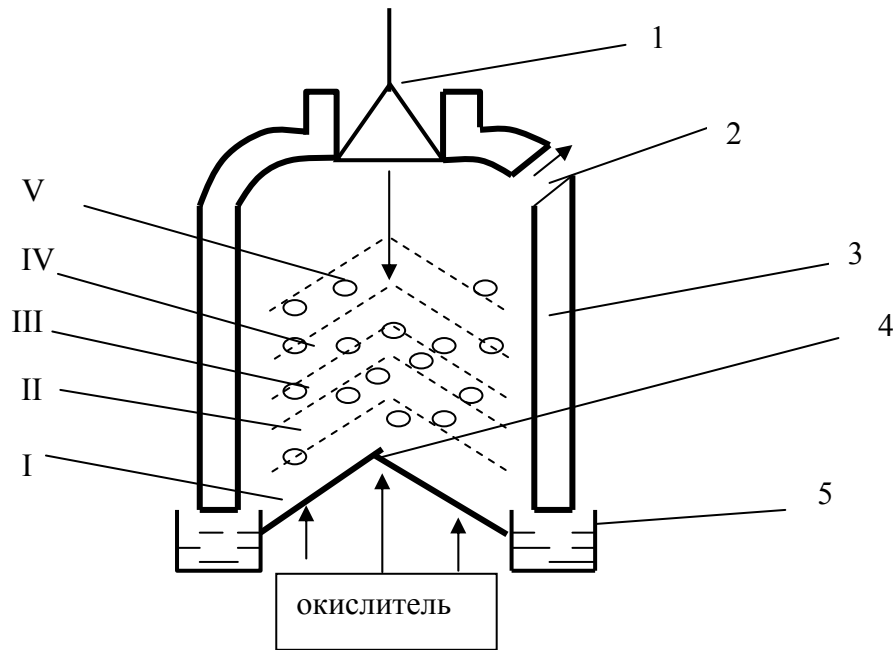


Тогда выход газа с одного килограмма углерода согласно уравнению газификации составит:

$$V_2 = \frac{V_{CO} + V_{N_2}}{2M_C} \cdot 22,4 = \frac{2 + 3,76}{2 \cdot 12} \cdot 22,4 = 5,38, \text{ м}^3 / \text{кг},$$

где V_{CO} , V_{N_2} – объемы окиси углерода и азота в генераторном газе, м^3 ;

$M_C = 12$ – молярная масса углерода, кг/кмоль .



1 – загрузочное устройство; 2 – отвод газов; 3 – шахта газификации; 4 – колосниковая решетка; 5 – гидрозатвор.

Рисунок 4.5 – Схема газогенератора

Состав воздушного генераторного газа, %:

$$CO = \frac{100 \cdot V_{CO}}{V_{CO} + V_{N_2}} = \frac{2}{2 + 3,76} = 34,7$$

$$N_2 = \frac{100 \cdot V_{N_2}}{V_{CO} + V_{N_2}} = \frac{3,76}{2 + 3,76} = 65,3$$

Теплота сгорания воздушного газа, МДж/м³:

$$Q_n^p = \frac{Q_{CO} \cdot CO}{100} = \frac{12,8 \cdot 34,7}{100} = 4,44,$$

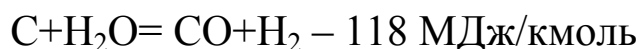
где Q_{CO} – теплота сгорания окиси углерода, МДж/м³.

Коэффициент полезного действия газификации при получении воздушного генераторного газа, %:

$$\eta = \frac{V_g \cdot Q_n^p}{(Q_n^p)_{уг}} \cdot 100 = \frac{5,38 \cdot 4,44}{34,1} \cdot 100 = 70$$

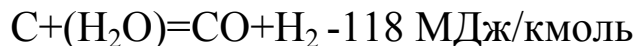
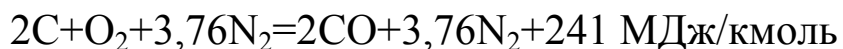
где $(Q_n^p)_{уг} = 34,1$ – теплота сгорания углерода, МДж/кг.

Водяной газ. При продувке через раскаленный слой углерода водяного пара получаем водяной газ по следующим реакциям:

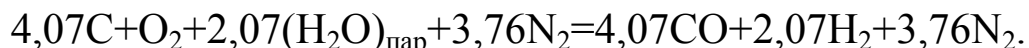


Обе эти реакции являются эндотермическими, поэтому процесс газификации по такой схеме не может идти без подвода тепла. Поэтому в газогенератор подают поочередно воздушное и паровое дутье. Период воздушной продувки называют фазой воздушного или горячего дутья. Газ, который получают при этом, выбрасывают в атмосферу. Период продувки паром называют фазой парового дутья или периодом газования. Совокупность двух фаз составляет рабочий цикл газификации. Состав водяного газа при этом следующий, %: H_2 до 50; CH_4 до 6; CO до 40; CO_2 – 6; N_2 – 2; Q_n^p – 10-11 МДж/м³. КПД газификации в реальных условиях не превышает 60-65% из-за потерь тепла с продувочными газами. Водяной газ самостоятельного значения как промышленное топливо не получил.

Смешанный газ. При использовании как дутья смеси водяного пара с воздухом получают паровоздушный газ. При этом удельный расход воздуха составляет 2,2 – 2,8 м³/кг угля, удельный расход пара 0,2 – 0,5 кг/кг угля. При этом протекают следующие реакции:



В идеальных условиях с целью приведения к нулю суммарного теплового эффекта обеих реакций на 2 кмоль углерода в первой реакции следует принять $241/118=2,07$ кмоль углерода во второй реакции. Тогда общее уравнение процесса будет иметь вид:



Выход смешанного газа, м³/кг угля:

$$V_2 = \frac{V_{CO} + V_{H_2} + V_{N_2}}{4,07 \cdot M_C} \cdot 22,4 = \frac{4,07 + 2,07 + 3,76}{4,07 \cdot 12} \cdot 22,4 = 4,55,$$

где V_{CO} , V_{H_2} , V_{N_2} – объемы окиси углерода, водорода и азота в генераторном газе, м³.

Состав смешанного газа, %:

$$CO = \frac{100 \cdot V_{CO}}{V_{CO} + V_{H_2} + V_{N_2}} = \frac{100 \cdot 4,07}{4,07 + 2,07 + 3,76} = 41,0;$$

$$H_2 = \frac{100 \cdot V_{H_2}}{V_{CO} + V_{H_2} + V_{N_2}} = \frac{100 \cdot 2,07}{4,07 + 2,07 + 3,76} = 20,9;$$

$$N_2 = \frac{100 \cdot V_{N_2}}{V_{CO} + V_{H_2} + V_{N_2}} = \frac{100 \cdot 3,76}{4,07 + 2,07 + 3,76} = 38,1.$$

Теплота сгорания идеального смешанного газа, МДж/м³:

$$Q_H^p = \frac{Q_{CO} \cdot CO + Q_{H_2} \cdot H_2}{100} = \frac{12,8 \cdot 41 + 10,8 \cdot 20,9}{100} = 7,5,$$

где Q_{CO} , Q_{H_2} – теплоты сгорания окиси углерода и водорода, МДж/м³.

КПД газификации, %:

$$\eta = \frac{V_2 \cdot Q_H^p}{(Q_H^p)_{ygl}} \cdot 100 = \frac{4,55 \cdot 7,5}{34,1} \cdot 100 = 100.$$

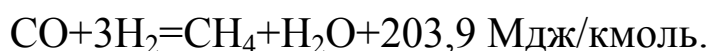
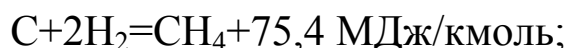
Состав реального смешанного газа, %:

H₂ – 15; CH₄ – 25; CO – 25; CO₂ – 15; N₂ – 40-60.

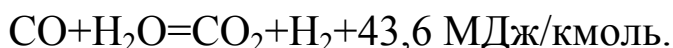
Парокислородный газ. Для увеличения коэффициента полезного действия газогенератора иногда в качестве дутья применяют парокислородную смесь. КПД возрастает с 40-60% до 70-80%. Теплота сгорания полученного газа повышается до 10 МДж/м³. Состав парокислородного газа, %: H₂ до 40; углеводородов до 5; CO – 30-40; CO₂ – 20; N₂ – 4-20 [58, 59].

Проведение процесса газификации под повышенным давлением согласно принципу Ле-Шателье смещает равновесие реакций в сторону появления в генераторном газе более высокомолекулярных соединений. Кроме реакций образования

окси углерода и водорода в шахте газогенератора интенсивно происходит образование метана по уравнениям:



Кроме того, усиливается образования окиси углерода по уравнению:



В результате промывания водой при повышенном давлении большая часть двуокиси углерода удаляется и теплота сгорания газа за счет увеличения содержания метана повышается до 16,5 МДж/м³ и выше. Такой газ может успешно транспортироваться на значительные расстояния за счет избыточного давления на выходе из газогенераторной установки. Однако процесс газификации под давлением сопровождается выделением значительного количества смол.

На сегодня существует значительное количество различных высокоэффективных технологий газификации топлива [60-62]. При определенных условиях использование генераторного газа, полученного из угля, оказывается более экологичным решением, чем сжигание угля как топлива напрямую [63, 64].

В работе [65] предложено две методики для расчета процессов, протекающих в зоне газификации. Итоговый состав газа, покидающего газогенераторную установку, определяется в результате физического и расчетного соединения продуктов, идущих из зоны газификации, с летучими газами.

Методика расчета газификации, позволяющая учесть влияние давления газообразной среды на показатели процесса

Такой подход необходим для изучения процессов, протекающих под значительным давлением, например, парокислородного процесса газификации. Данный метод легко привязывается к конкретной конструкции за счет использования величин температур в начале и конце восстановительной зоны, определяющих значения констант равновесия K_{p1} и K_{p2}

(константы равновесия реакций водяного газа и реагирования CH_4 и CO_2).

Уступая математическим моделям на основе дифференциального описания процессов в точности и полноте предоставляемой информации, предложенный подход выигрывает в относительной простоте, большой скорости вычислений и при этом удовлетворяет требованиям, предъявляемым к инженерным расчетам.

Его суть заключается в том, что все многообразные процессы, протекающие в окислительной и восстановительной зонах, заменяются суммарным балансовым уравнением вида:

$$\begin{aligned} C + x \cdot O_2 + x \cdot \left(\frac{1-k}{k} \right) \cdot N_2 + y \cdot H_2O = \\ = a \cdot CO + b \cdot H_2 + c \cdot CH_4 + d \cdot CO_2 + e \cdot H_2O + x \cdot \left(\frac{1-k}{k} \right) \cdot N_2, \end{aligned}$$

где x , y – расход кислорода и водяного пара на газификацию 1 кмоль углерода, кмоль/кмоль; k – степень обогащения воздушной части дутья кислородом; a , b , c , d , e – выход соответствующих газов при газификации, кмоль/кмоль.

Величины x , y , k , характеризующие дутье, задаются в качестве исходных данных, а a , b , c , d , e – являются искомыми.

Для решения поставленной задачи составляем следующую систему уравнений:

1. $a + c + d = 1$;
2. $a + 2 \cdot d + e = 2 \cdot x + y$;
3. $b + 2 \cdot c + e = y$;
4. $\frac{d \cdot b}{a \cdot e} = K_{p_1}$;
5. $\frac{a^2 \cdot b^2}{c \cdot d} \cdot \frac{P_{\text{общ}}^2}{\sum V_{n_2}^2} = K_{p_2}$.

где уравнения (1), (2), (3) – являются балансовыми уравнениями по C , O , H соответственно; уравнение (4) – выражение константы равновесия для реакции водяного газа $CO + H_2O = CO_2 + H_2$; уравнение (5) – выражение константы равновесия для реакции $CH_4 + CO_2 = 2CO + 2H_2$.

Решив приведенную выше систему уравнений, определяем объемный состав продуктов газификации, их теплоту сгорания, выход газов с 1 кг угля, расходные коэффициенты по пару, сжатому воздуху, кислороду.

При сопоставлении результатов, полученных с помощью этого метода, с практическими данными, приведенными в работах Гинзбурга Д.Б. и Дешалита Г.И. [65], установлено их совпадение с абсолютной погрешностью до пяти процентов. Эти результаты также согласуются с данными, полученными при помощи других расчетных методов. Например, для парокислородной газификации кокса был произведен расчет состава очищенного генераторного газа по методу Гинзбурга Д.Б. и при помощи рассматриваемого в данной работе способа. Условия для расчета: давление дутья 20 атм, соотношение $H_2O:O_2 = 85:15$. Результаты сведены в табл. 4.2.

Рассматриваемый в этой работе метод несколько отличается от предложенных в упомянутых выше исследованиях. Он универсален для расчета процессов по получению смешанного газа с любой степенью обогащения воздушной части дутья кислородом и парокислородного газа, протекающих как под атмосферным, так и повышенным давлением.

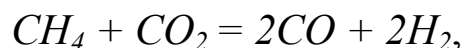
Анализ зарубежного опыта использования газогенераторов небольшой мощности показывает, что зачастую использование высокого давления процесса, повышая калорийность генераторного газа, приводит к значительному росту капитальных вложений на сооружение установки (стоимость компрессоров, создающих высокие давления, может значительно превысить стоимость других элементов установки). Поэтому на

практике в рамках сравнительно малых предприятий используются установки, работающие под давлением, приближенным к атмосферному.

Таблица 4.2 – Сравнение результатов расчета по разным методам

Компоненты неочищенного газа	Метод Гинзбурга Д.Б.	Метод, предлагаемый в данной работе
H ₂ , %	21,5	20,1
CO, %	15,8	17,22
CH ₄ , %	11,8	11,25
CO ₂ , %	26,8	23,57
H ₂ O ₂ %	24,1	27,37

Ниже представлена более простая методика, не учитывающая реакцию:



протекающую под высоким давлением.

Основой методики является упрощенное представление процесса газификации в виде суммарного уравнения следующего вида:

$$C + x \cdot O_2 + x \cdot \left(\frac{1-k}{k} \right) \cdot N_2 + y \cdot H_2O =$$

$$= a \cdot CO + b \cdot H_2 + c \cdot CO_2 + d \cdot H_2O + x \cdot \left(\frac{1-k}{k} \right) \cdot N_2,$$

где x , y – расход кислорода и водяного пара на газификацию 1 кмоль углерода, кмоль/кмоль; k – степень обогащения воздушной части дутья кислородом; a , b , c , d – выход соответствующих газов при газификации, кмоль/кмоль углерода.

Величины x , y , k , характеризующие дутье, задаются в качестве исходных данных, а a , b , c , d – являются искомыми.

Для решения поставленной задачи составляем следующую систему уравнений:

$$\begin{aligned} 1. \quad & a + c = 1; \\ 2. \quad & a + 2 \cdot c + d = 2 \cdot x + y; \\ 3. \quad & b + d = y; \\ 4. \quad & \frac{c \cdot b}{a \cdot d} = K_{p_1}. \end{aligned}$$

где уравнения (1), (2), (3) – являются балансовыми уравнениями по С, О₂, Н₂ соответственно; уравнение (4) – выражение константы равновесия для реакции водяного газа $\text{CO} + \text{H}_2\text{O} = \text{CO}_2 + \text{H}_2$.

Решив приведенную выше систему уравнений, определяем объемный состав продуктов газификации, их теплоту сгорания, выход газов с 1 кг угля, расходные коэффициенты по пару, сжатому воздуху, кислороду.

Для проведения необходимых вычислений необходимо определять значение константы равновесия реакции водяного газа в зависимости от температуры. Для этой цели удобно использовать простую расчетную зависимость вида $\lg K_p = A/T + B$, а не сложные полиномиальные уравнения или справочные данные, которые зачастую противоречат друг другу. Как следует из термодинамических исследований [66]:

$$\lg K_p = \frac{2162}{T} - 2,20.$$

Для исследования влияния температуры на процессы газификации произведем расчет состава генераторного газа в диапазоне температур от 727°С до 1127°С с шагом 100°С для следующих исходных данных:

– газифицируемый материал – коксовый остаток ($C^P = 65\%$, $A^P = 35\%$);

– расходный коэффициент по кислороду $0,35$ кмоль/(кмоль С);

– расходный коэффициент по пару $0,35$ кмоль/(кмольС).

Результаты расчетов сведем в табл.4.3.

Таблица 4.3 – Варианты газификации твердого топлива в зависимости от температуры

Показатели	Температура процесса, °С				
	727	827	927	1027	1127
Кр	0,78	0,5	0,34	0,25	0,19
Состав газа, %:					
СО	36,14	36,4	36,52	36,06	36,4
H ₂	12,55	12,28	12,17	12,62	12,28
СО ₂	1,31	1,05	0,94	1,39	1,05
H ₂ O	0,56	0,082	0,94	0,49	0,82
N ₂	49,44	49,45	49,43	49,44	49,45
Q _н ^р , МДж/м ³	5,945	5,949	5,952	5,94	5,9
Выход газа м ³ /кг угля	3,24	3,24	3,24	3,24	3,24
Теоретический КПД процесса газификации, %	87,16	87,22	87,26	87,08	87,0

Как видно из расчетной таблицы, влияние температуры в зоне газификации выражено не очень ярко, но оптимум (к которому всегда нужно стремиться) следует ожидать в районе $850...950^{\circ}\text{C}$. Знание оптимальной температуры позволяет правильно решить техническую задачу выбора места подачи пара

и кислорода. Для наиболее полного и рационального использования его следует подводить в конце зоны активного неполного сжигания.

Предложенный метод расчета дает результаты, хорошо согласующиеся с практическими и теоретическими данными. В нем учитывается влияние реакции водяного газа, а также температуры восстановительной зоны на протекание процесса газификации.

Кравцовым В.В. разработан ряд современных компактных высокоэффективных конструкций для реализации газификации твердого топлива [67-69]. На рис 4.6 продемонстрирован общий вид газогенератора для газификации угля в управляемом кипящем слое с применением прогрессивного способа подачи дутьевого газифицирующего агента в слой горящего угля.

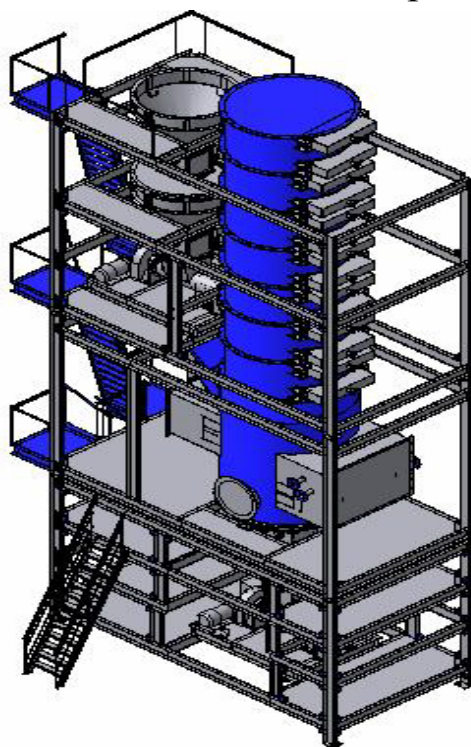


Рисунок 4.6 – Газогенератор (изометрия) на основе газификации угля в управляемом кипящем слое с использованием пульсирующей подачи парокислородного газифицирующего агента и пульсирующего давления в газоотводящем тракте

4.5 Выводы

Рассмотрено создание расчетных комплексов для изучения нагрева и термообработки заготовок в печах, базирующихся на аналитических методиках. При этом отработан подход для автоматической интерполяции вспомогательных величин, уточнен алгоритм расчета операций выравнивания температурного поля заготовок, охлаждения с печью и воздушного охлаждения. Предложен способ для организации взаимодействия между расчетными модулями.

Создана расчетная методика, устанавливающая взаимосвязь между расходами природного газа, подстуживающего теплоносителя и конечного теплоносителя, предназначенная для расчета рециркуляции отработанного в печах теплоносителя.

Проиллюстрированы аспекты использования математической модели тепловой обработки материалов в печах, расширяющие информативность получаемых результатов и возможность их применения для прецизионной настройки и управления работой конкретных агрегатов.

Рассмотрены общие моменты проработки замены природного газа как топлива на искусственные газы. Кратко проанализированы различные способы производства генераторного газа при газификации твердого топлива. Предложены две методики для расчета процессов, протекающих в зоне газификации (одна из них позволяет учесть влияние давления; вторая описывает работу агрегатов, работающих под атмосферным давлением); приведены примеры их использования и сравнение результатов расчета по этим и известным методикам.

ГЛАВА 5. ИМПУЛЬСНОЕ ОТОПЛЕНИЕ КАК ИНСТРУМЕНТ ДЛЯ СОКРАЩЕНИЯ РАСХОДА ТОПЛИВА

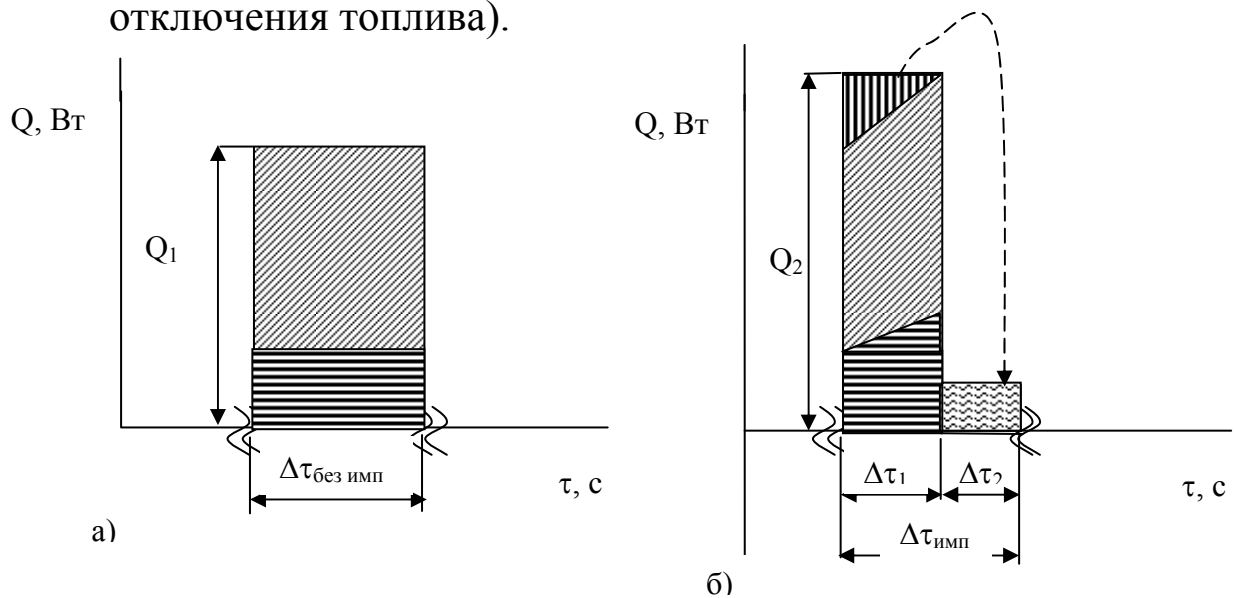
5.1 Сущность технологии импульсного отопления

В литературе есть множество сведений о различных технологиях импульсного отопления, позволяющих достигать экономию топлива [11-15,71-72]. При этом на сегодня отсутствует стройное научное описание процессов, имеющих место при импульсном отоплении. Декларируемая экономия топлива от реализации этого мероприятия, согласно разным источникам, достигает, как правило, 10-15%.

Необходимо отметить исследования, проведенные творческой группой кафедры технической теплофизики Донецкого национального технического университета во главе с профессором Курбатовым Ю.Л. в области реализации импульсных режимов отопления нагревательных колодцев ОВГ и туннельных печей. Применительно к нагревательным колодцам сокращение расхода топлива на величину порядка 5% при использовании импульсного отопления достигалось за счет периодического изменения длины подковообразного факела и снижения несимметричности температурного поля заготовок по длине колодца, что позволило устранить пересиживание заготовок и, таким образом, сократить время нагрева [71-72].

Техническая сущность импульсного отопления заключается в колебательном изменении расхода топлива (и соответственно, воздуха) по определенному временному закону или на основании сигналов датчиков системы АСУ ТП о достижении граничных значений некоторых величин (давления, температуры и т.д.). Крайним случаем импульсного процесса является технология с полным периодическим отключением топлива и запираанием печи, которая включает в себя следующие элементы:

- периодическое включение подачи газа (и воздуха) на горелки (полупериод подачи топлива);
- периодическое отключение подачи топлива (и воздуха) и запираение печи дымовым клапаном (полупериод отключения топлива).



а) фрагмент Q - τ диаграммы для обычного (безимпульсного) отопления рабочей камеры

б) фрагмент Q - τ диаграммы для волнового генератора температуры теплоносителя и периодического запираения печи

$\Delta\tau_{\text{безимп}}$ – анализируемый малый промежуток времени работы безимпульсного отопления;

$\Delta\tau_{\text{имп}}$ – анализируемый малый промежуток времени работы волнового генератора температуры;

$\Delta\tau_1$ – продолжительность полупериода подачи газа на горелки;

$\Delta\tau_2$ – продолжительность полупериода запираения печи; $\Delta\tau_{\text{безимп}} = \Delta\tau_{\text{имп}} = \Delta\tau_1 + \Delta\tau_2$





-  – Тепло, которое в виде теплового потока передается нагреваемому материалу при включенных горелках
-  – Тепло с уходящими газами
-  – Тепло, идущее на подъем теплосодержания всего объема продуктов сгорания, заполняющих рабочую камеру
-  – Тепло, идущее на нагрев материала в полупериод работы с выключенными горелками

Рисунок 5.1 – Фрагмент сравнительной Q - τ диаграммы обычного отопления рабочей камеры и волнового генератора температуры теплоносителя с периодическим запираением печи

В полупериод подачи топлива происходит повышение температуры продуктов сгорания, заполняющих рабочую камеру, в полупериод запираания печи происходит нагрев материала за счет теплосодержания продуктов сгорания, заполняющих рабочую камеру, что сопровождается снижением их температуры. Сигналом для переключения полупериодов может служить временная программа или установленные минимальное и максимальное значения температур.

Для иллюстрации отличия технологии импульсного отопления с полным запираанием печи от обычной технологии отопления на рис. 5.1 приведен фрагмент сравнительной Q- τ диаграммы обычного и импульсного отопления рабочей камеры (Q – тепловая мощность, подводимая в рабочую камеру за счет сжигания топлива, представляет собой произведение расхода топлива на его теплоту сгорания). При построении диаграммы не учтены потери тепла рабочей камерой.

Такое упрощение несколько противоречит реальной ситуации на качественном уровне, так как внутренние слои футеровки при импульсном отоплении (как с полным запираанием, так и при других режимах) ведут себя подобно продуктам сгорания: накапливают тепло при усиленной подаче топлива и отдают его при сниженном расходе последнего.

Для классических футеровок с использованием плотных материалов неучет аккумуляции и отдачи тепла слоями футеровки может привести к погрешности, так как масса слоя небольшой толщины такой футеровки сопоставима с массой нагреваемых материалов. В случае использования керамоволокнистых материалов с низкими значениями плотности и коэффициента теплопроводности пренебрежение участием футеровки в процессах циклического нагрева и охлаждения не внесет существенной погрешности в общие результаты расчета импульсного отопления.

На диаграмме, соответствующей классическому безимпульсному отоплению, в виду малости анализируемого периода времени температура уходящих газов принята постоянной и равной t_{yx} .

На диаграмме, соответствующей отоплению с волновым генератором температуры теплоносителя и периодическим запираем печи, теплота с уходящими газами в период подачи газа на горелки возрастает, так как увеличивается температура продуктов сгорания, заполняющих рабочую камеру (от t_{yx}^{\min} до t_{yx}^{\max}).

В период работы с выключенными горелками и закрытой рабочей камерой нагрев материала осуществляется за счет теплоты, аккумулированной продуктами сгорания, заполняющими рабочую камеру, в период работы с включенными горелками. Этот процесс сопровождается снижением их температуры от t_{yx}^{\max} до t_{yx}^{\min} , но температура продуктов сгорания при нагреве всегда должна быть больше температуры поверхности нагреваемого металла $t_{ног}(\tau)$.

Простейшие теплотехнические оценки показывают, что охлаждение продуктов сгорания, заполняющих камеру запертой печи, на величину порядка нескольких сотен градусов в реальных условиях позволит поднять величину среднемассовой температуры металла менее, чем на 1°C , при этом имеет место значительное удлинение операции нагрева, требуются достаточно сложные технические средства для циклического розжига и тушения горелок. По этой причине технология с полным запираем печи как крайний случай импульсного отопления не получила распространения при нагреве материалов, имеются некоторые сведения об использовании такого подхода для выдержки материалов в печах термообработки.

Для определяя значения коэффициента использования топлива в случае безимпульсного отопления напрямую используем зависимость (3.1).

Для определения коэффициента использования топлива при импульсном отоплении камерной печи периодического действия предложено воспользоваться выражением, полученным из зависимости (2.16):

$$q(\tau) \cdot F_m + V_k \cdot c_k \cdot \frac{dt_{yx}}{d\tau} + Q_{nom}(\tau) = V \cdot Q_{np} - V \cdot V_{yx} \cdot c_k \cdot t_{yx} \cdot (1 - k_r). \quad (5.1)$$

Проинтегрировав обе части выражения (5.1) по времени в пределах от нуля до окончания операции нагрева τ_H , получим:

$$\begin{aligned} & \int_0^{\tau_H} q(\tau) \cdot F_m \cdot d\tau + \int_0^{\tau_H} V_k \cdot c_k \cdot \frac{dt_{yx}}{d\tau} \cdot d\tau + \int_0^{\tau_H} Q_{nom}(\tau) \cdot d\tau = \\ & = \int_0^{\tau_H} (V \cdot Q_{np} - V \cdot V_{yx} \cdot c_k \cdot t_{yx} \cdot (1 - k_r)) \cdot d\tau. \end{aligned} \quad (5.2)$$

Разделив обе части уравнения на суммарное количество тепла, поступившее в камеру агрегата за весь период нагрева при сжигании топлива $V_\Sigma \cdot Q_{np}$, получим:

$$\begin{aligned} & \frac{\int_0^{\tau_H} q(\tau) \cdot F_m \cdot d\tau + \int_0^{\tau_H} V_k \cdot c_k \cdot \frac{dt_{yx}}{d\tau} \cdot d\tau + \int_0^{\tau_H} Q_{nom}(\tau) \cdot d\tau}{V_\Sigma \cdot Q_{np}} = \\ & = \frac{\int_0^{\tau_H} (V \cdot Q_{np} - V \cdot V_{yx} \cdot c_k \cdot t_{yx} \cdot (1 - k_r)) \cdot d\tau}{V_\Sigma \cdot Q_{np}}. \end{aligned} \quad (5.3)$$

Правая и левая часть выражения (5.3) представляют собой средневзвешенное значение коэффициента использования топлива, то есть показывают, какая часть полного количества тепла, выделившегося при сгорании топлива за весь период нагрева, осталась в камере агрегата: пошла на рост теплосодержания материала, покрытие тепловых потерь и изменение теплосодержания продуктов сгорания, заполняющих камеру печи.

Зависимость (5.3) можно использовать как для определения средневзвешенного значения коэффициента использования топлива за весь период нагрева, так и для произвольно выбранного рассматриваемого периода времени.

Очевидно, что при анализе импульсного отопления с полным периодическим отключением подачи топлива, для отдельно рассматриваемых моментов работы с полностью выключенными горелками величина коэффициента использования топлива не имеет физического смысла (в правой части выражения имеем неопределенность вида 0/0). Таким образом, минимальным периодом времени, которому в этом случае можно сопоставить значение коэффициента использования топлива является один полный период импульса (подача топлива – отключение топлива).

Если условно предположить линейный закон изменения температуры газовой среды, заполняющей камеру печи, то получим следующее приближенное выражение для определения значения коэффициента использования топлива в пределах одного импульса:

$$\eta_{св}^{волн\ ген} = \frac{Q_n^p - V_{yx} \cdot c^{t_{yx}} \cdot \left(\frac{t_{yx}^{\min} + t_{yx}^{\max}}{2} \right) \cdot (1 - k_r)}{Q_n^p}. \quad (5.4)$$

5.2 Исследование возможности усиления лучистого теплообмена при импульсном режиме подачи теплоносителей

Рассмотрение волнообразного характера изменения температуры продуктов сгорания, заполняющих камеру печи, приводит к гипотезе о возможности при прочих равных условиях повышения интенсивности лучистого теплообмена в камере печи. Ниже рассмотрена сущность такой гипотезы.

Пусть температура продуктов сгорания, заполняющих камеру печи, меняется по косинусоидальному закону:

$$t(\tau) = t_{cp} + \Delta t \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{T} \cdot \tau\right),$$

где t_{cp} – средняя температура продуктов сгорания, покидающих рабочую камеру, °С;

Δt – амплитуда колебания температуры, °С;

T – период колебания температуры продуктов сгорания, с.

При таком законе изменения температуры продуктов сгорания ее среднее значение за период нагрева будет равно t_{cp} :

$$\frac{\int_0^{\tau_k} t_{\partial}(\tau) d\tau}{\tau_k} = t_{cp}.$$

Значение средневзвешенной за период нагрева величины коэффициента использования топлива и его расход будут определены значением средней расчетной температуры $t_{cp}^{расч}$, в определении которой учтена зависимость теплоемкости продуктов сгорания от температуры:

$$\frac{\int_0^{\tau_k} c(t_{\partial}(\tau)) t_{\partial}(\tau) d\tau}{\int_0^{\tau_k} c(t_{\partial}(\tau)) d\tau} = t_{cp}^{расч}.$$

Среднее расчетное значение температуры продуктов сгорания незначительно превышает значение средней температуры продуктов сгорания, покидающих рабочую камеру $t_{cp}^{расч} \geq t_{cp}$.

Однако при лучистом теплообмене темп передачи тепла к нагреваемым телам определяется не текущими значениями температуры, а величинами, пропорциональными их четвертым степеням. При волнообразном изменении температуры продуктов сгорания средний за период нагрева лучистый тепловой поток получается больше, чем тепловой поток, соответствующий

нагреву при постоянной средней температуре продуктов сгорания:

$$\frac{\int_0^{\tau_k} C_d(t_d(\tau)) \cdot \left[\left(\frac{t_d(\tau) + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{нов} + 273}{100} \right)^4 \right] d\tau}{\tau_k} > C_d(t_{cp}) \cdot \left[\left(\frac{t_{cp} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{нов} + 273}{100} \right)^4 \right].$$

Используя усредненную зависимость C_d (для типовой камерной печи) от температуры (рис. 5.2) [7], для значения t_{cp} 1100 °С получено отношение величин тепловых потоков при косинусоидальном законе изменения температуры теплоносителя и отоплении при постоянной температуре t_{cp} в зависимости от амплитуды колебаний температуры Δt (текущая температура поверхности нагреваемого металла для расчета принята 10°С).

Δt	500	400	300	200
$q_{в.г.}/q$	1,201	1,13	1,073	1,033

Несколько десятилетий назад группа ученых-теплотехников Карагандинского политехнического института выдвинула предположение о возможности интенсификации лучистого теплообмена при импульсном отоплении. Достижение такого эффекта предполагалось за счет снижения температуры поверхности нагреваемых тел в периоды ослабленной подачи топлива и «заколачивания» тепла при усиленной подаче топлива. Для периодов усиленной подачи топлива ожидается более благоприятная разница температур теплообменивающихся сред.

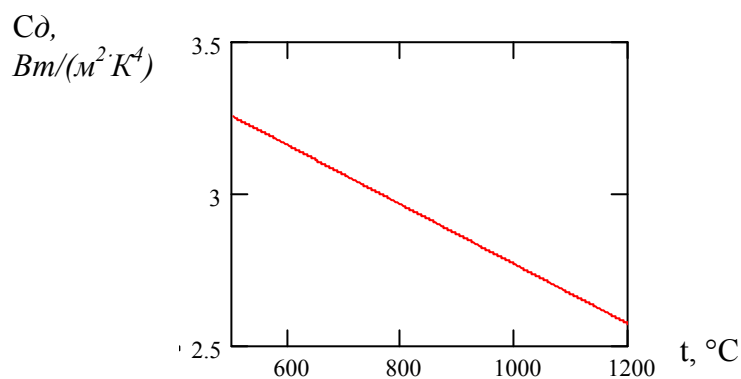


Рисунок 5.2 – Зависимость приведенного коэффициента излучения системы тел газ-кладка-металл от температуры для реального высокотемпературного агрегата

Для проверки выдвинутой гипотезы вопрос исследовался на модели нагрева термически тонких тел и на модели нагрева реальных тел.

Модель нагрева термически тонких тел

Эта модель включает в себя два дифференциальных уравнения 1-го порядка. Первое (2.16) описывает изменение температуры продуктов сгорания, заполняющих камеру печи, причем тепловой поток, падающий на поверхность материала, представлен как сумма двух составляющих: лучистой и конвективной, определяемых в каждый момент времени в зависимости от текущей температуры продуктов сгорания и температуры термически тонкого тела. Второе уравнение описывает нагрев термически тонкого тела (плиты) при двухстороннем обогреве:

$$\begin{cases} \frac{dt_{yx}}{d\tau} = \frac{V_m \cdot Q_n^p - F_m \cdot \left(C_{np} \cdot \left(\left(\frac{t_{yx} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_T + 273}{100} \right)^4 \right) + \alpha \cdot (t_{yx} - t_T) \right) - Q_{nom} - V_{yx} \cdot c^{t_{yx}} \cdot t_{yx} \cdot (1 - k_r)}{V_k \cdot c^{t_{yx}}}; \\ \frac{dt_T}{d\tau} = \frac{C_{np} \cdot \left(\left(\frac{t_{yx} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_T + 273}{100} \right)^4 \right) + \alpha \cdot (t_{yx} - t_T)}{0,5 \cdot S \cdot \rho_m \cdot c_m}, \end{cases}$$

где C_{np} – приведенный коэффициент излучения для определения лучистого потока, падающего на поверхность термического тонкого тела в агрегате, Вт/(м²·К⁴);

S – толщина тела, м;

ρ_T – плотность изучаемого тела, кг/м³;

c_T – теплоемкость изучаемого тела, Дж/(кг·К).

Для решения этой системы дифференциальных уравнений была составлена соответствующая расчетная модель в пакете инженерных вычислений MathCAD.

Для решения поставленного вопроса был проведен ряд численных экспериментов для следующих исходных данных: топливо – природный газ с $Q_{np}=35800$ кДж/м³; $S=0,2$ м;

$\rho_T=7800\text{кг/м}^3$; $c_T=500$ Дж/(кг·К). Условное время нагрева составляло 1800 с, изначально выбранная для расчета температура продуктов сгорания, заполняющих камеру печи 1200°C ; начальная температура материала – 0°C , тепловоспринимающая поверхность нагреваемого материала $94,25\text{ м}^2$. Значение коэффициента рекуперации принято 0,3 для импульсного и безимпульсного отопления. Поскольку в данном пункте исследуется лучистый теплообмен, значение коэффициента конвективной теплоотдачи принято равным нулю. Исследовалось два закона изменения расхода топлива:

– косинусоидальный $V(\tau) = V_{\text{баз}} + V_{\text{доб}}^{\text{зад}} \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot \nu \cdot \tau)$,

где $V_{\text{баз}}$ – базовая составляющая расхода топлива, $\text{м}^3/\text{с}$;

$V_{\text{доб}}^{\text{зад}}$ – заданная добавочная составляющая расхода топлива, $\text{м}^3/\text{с}$;

ν – частота колебаний расхода топлива, с^{-1} .

– закон с добавочной составляющей типа «полностью добавлено» - «полностью вычтено»:

$$V_{\text{доб}}(\tau) = \begin{cases} V_{\text{доб}}^{\text{зад}} & \text{при } \cos(2 \cdot \pi \cdot \nu \cdot \tau) < 0; \\ -V_{\text{доб}}^{\text{зад}} & \text{при } \cos(2 \cdot \pi \cdot \nu \cdot \tau) \geq 0. \end{cases}$$

Ниже систематизированы результаты численных экспериментов для ряда конкретных случаев косинусоидального закона изменения расхода топлива. Так, для базовой составляющей расхода топлива $0,45\text{ м}^3/\text{с}$, частоты колебаний $0,05$ Гц и разных значений добавочной составляющей получена температура материала в конце нагрева (рис. 5.3):

$V_{\text{доб}}^{\text{зад}}, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,45
$t_T, ^\circ\text{C}$	479,847	479,742	479,442	478,949	478,264	477,85

Исследования для закона изменения расхода топлива типа «добавлено-вычтено» проводились для базовой составляющей расхода топлива $0,45\text{ м}^3/\text{с}$, частоты колебаний $0,05$ Гц.

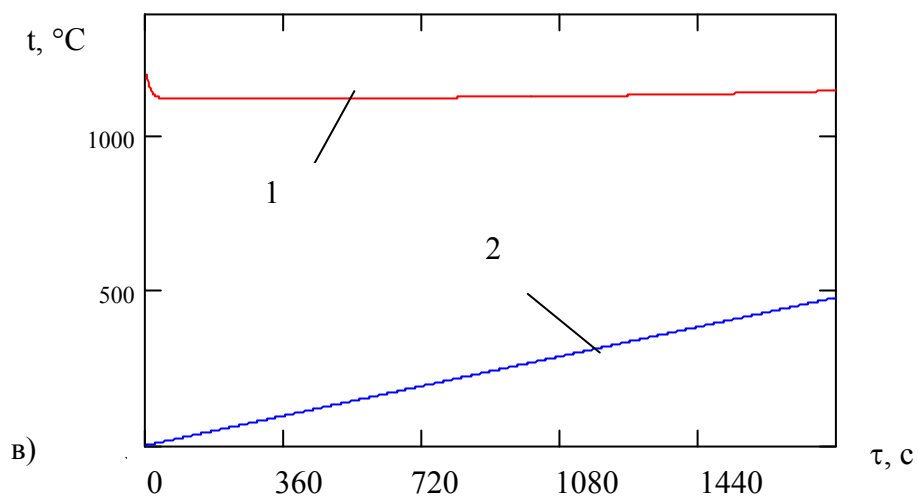
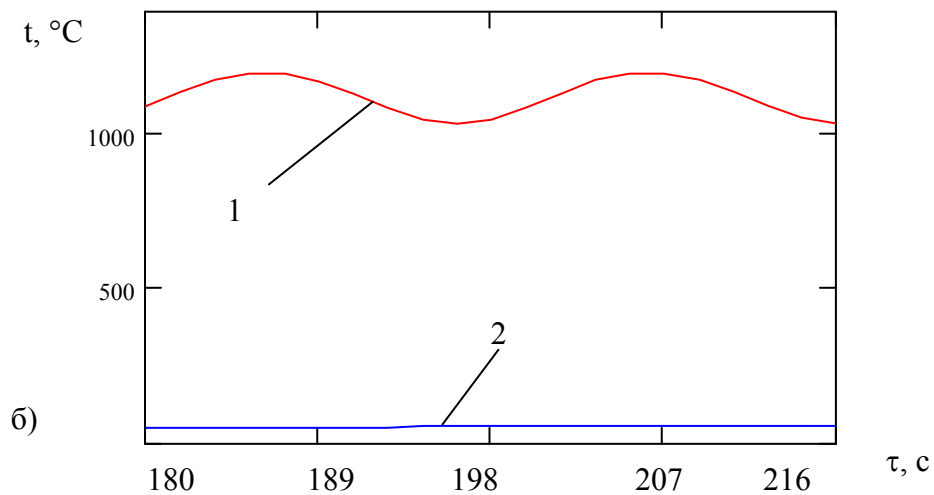
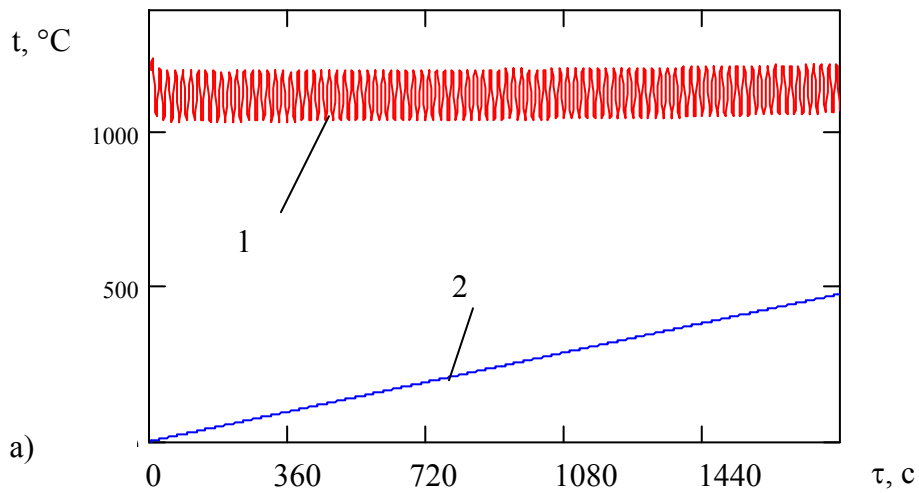


Рисунок 5.3 – Нагрев материала при косинусоидальном законе изменения расхода топлива ($V_{\text{баз}}=0,45 \text{ м}^3/\text{с}$, $V_{\text{доб}}^{\text{зад}}=0,4 \text{ м}^3/\text{с}$)
 а – период нагрева до 1800с; б – более подробный фрагмент нагрева, в – сопоставляемый вариант безимпульсного нагрева при прочих равных условиях; 1 – температура газовой среды, 2 – температура материала

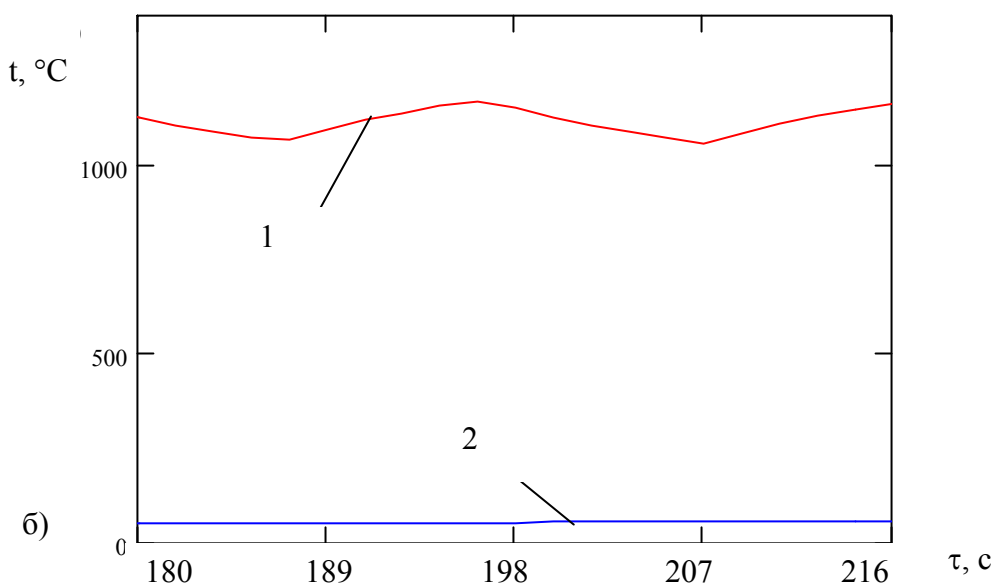
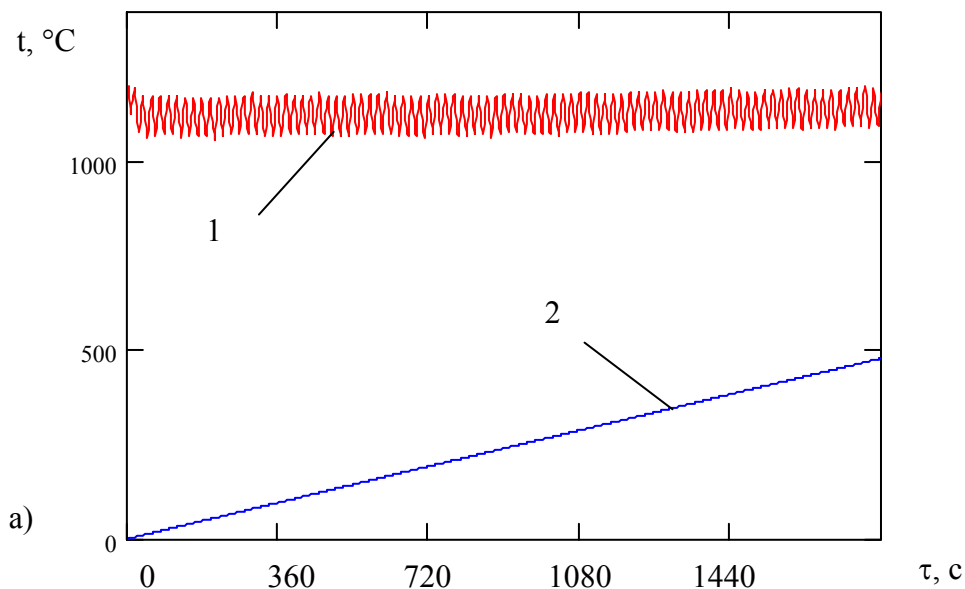


Рисунок 5.4 – Нагрев материала при законе изменения расхода топлива «добавлено-вычтено» ($V_{\text{баз}}=0,45 \text{ м}^3/\text{с}$, $V_{\text{доб}}^{\text{зад}}=0,2 \text{ м}^3/\text{с}$; а – период нагрева 1800с, б– более подробный фрагмент нагрева; 1 – температура газовой среды, 2 – температура материала)

Получены следующие значения температуры материала в конце нагрева для разных значений добавочной составляющей расхода топлива (рис. 5.4):

$V_{\text{доб}}^{\text{зад}}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,45
-------------------------------	---	-----	-----	-----	-----	------

t_r 479,847 479,637 479,112 478,276 477,134 476,45

Анализ результатов численных экспериментов для двух законов импульсной подачи топлива и показателей, достигаемых при безимпульсном отоплении, позволили заключить следующее. Во всех рассмотренных случаях средний за период нагрева расход топлива составляет $0,45 \text{ м}^3/\text{с}$, то есть при одинаковом времени нагрева во всех рассматриваемых случаях выделилось одно и тоже количество тепла. Практически одинаковые значения конечных температур нагрева материала говорят об одинаковой интегральной интенсивности лучистого теплообмена во всех рассматриваемых технологиях отопления.

Природа некоторых отличий конечной температуры нагреваемого материала (незначительное падение температуры нагреваемого тела при росте амплитуды колебаний $V_{\text{доб}}^{\text{зад}}$) носит чисто расчетный характер и объясняется особенностями аккумуляции тепла газовой средой, заполняющей камеру агрегата. При корректировке времени нагрева на величину, сопоставимую с периодом колебания, для больших импульсов получаем обратную ситуацию – некоторое незначительное превышение конечной температуры материала по сравнению со случаем безимпульсного отопления. В любом случае рост частоты и снижение величины добавочной составляющей расхода топлива, приводя к снижению амплитуды колебания температуры газовой среды в камере агрегата, определяют снижение отличий конечных температур материала, полученных по импульсной и безимпульсной технологиям нагрева.

Таким образом, исследования, проведенные при помощи модели нагрева термически тонкого тела, показали отсутствие лучистого «ускорения» теплообмена при импульсном характере подачи топлива.

Модель нагрева реальных тел

Для исследования поставленного вопроса о росте интенсивности лучистого теплообмена при импульсном режиме

нагрева реальных тел использована разработанная во втором разделе универсальная математическая модель тепловой обработки с соответствующим набором граничных условий. Топливо – природный газ с $Q_{\text{нр}}=35800$ кДж/м³; радиус цилиндрической заготовки $r = 0,5$ м; $\rho_{\text{т}}=7700$ кг/м³; зависимость теплоемкости материала заготовки от температуры $c = 365 + 1,205 \cdot t - 1,264 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 + 3,845 \cdot 10^{-7} \cdot t^3$ Дж/(кг·К); зависимость коэффициента теплопроводности от температуры $\lambda(t) = 51,7 - 3,76 \cdot 10^{-4} \cdot t - 8,578 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 + 5,979 \cdot 10^{-8} \cdot t^3$. Условное время нагрева взято 1800 с. Поверхность материала 94,25м², газовый объем камеры печи 250 м³. Теплотери рабочей камеры приняты равными нулю. Значение коэффициента конвективной теплоотдачи принято 20 Вт/(м²·К) для всех рассматриваемых случаев.

Исследовалось два закона импульсной подачи топлива: косинусоидальный и закон «добавлено-вычтено». Для обоих законов импульсной подачи топлива взята частота 0,05 Гц, базовая составляющая расхода топлива 0,45 м³/с, добавочная 0,2 м³/с.

В результате проведения численных экспериментов для случаев импульсного и безимпульсного отопления установлено, что конечная среднемассовая температура материала составляет:

236,192 для импульсного косинусоидального закона (рис. 5.5);

236,051°С. для импульсного закона «добавлено-вычтено»;

236,00°С для безимпульсного отопления соответственно (рис.5.6).

Анализ результатов численных экспериментов по нагреву реальных тел, проведенных для разных вариантов нагрева при прочих равных условиях, позволил зафиксировать практически одинаковую среднемассовую температуру материала в конце нагрева. Некоторые отличия носят чисто расчетный характер.

Таким образом, для нагрева реальных тел можно сделать такой же вывод, как и в предыдущем пункте (для термически тонких тел) – эффект «ускорения» лучистого теплообмена, связанный с импульсной подачей топлива и волнообразным изменением температуры продуктов сгорания, заполняющих камеру печи, отсутствует.

Зафиксированный факт отсутствия «ускорения» лучистого теплообмена может быть объяснен тем, что независимо от закона формирования импульсов подачи топлива характер изменения температуры отличается от косинусоидального (задействованного в гипотезе «ускорения» лучистого теплообмена).

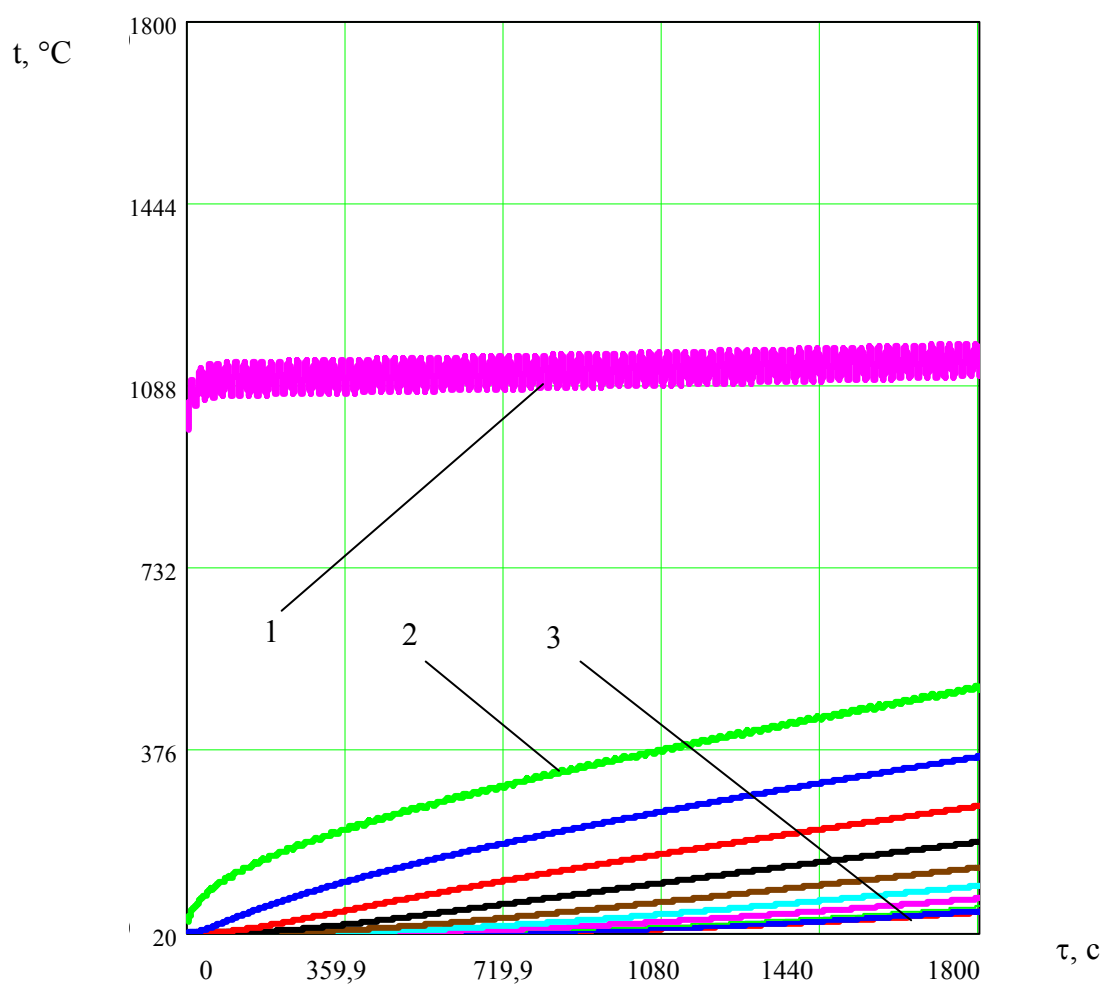


Рисунок 5.5 – Динамика нагрева изучаемого тела при импульсном нагреве по косинусоидальному закону (1 – температура дыма, 2 – температура поверхности заготовки, 3 – температура центра заготовки)

В течение периода колебания: при расширении периода колебания при подаче с включенной добавленной составляющей топлива температура по экспоненциальному закону устремляется к верхнему пределу, при отключенной добавочной составляющей – к нижнему пределу.

Таким образом, усиление теплопередачи при импульсной подаче теплоносителя достигается за счет усиления конвективного теплообмена. Некоторые количественные закономерности интенсификации конвективного теплообмена исследованы в данной работе.

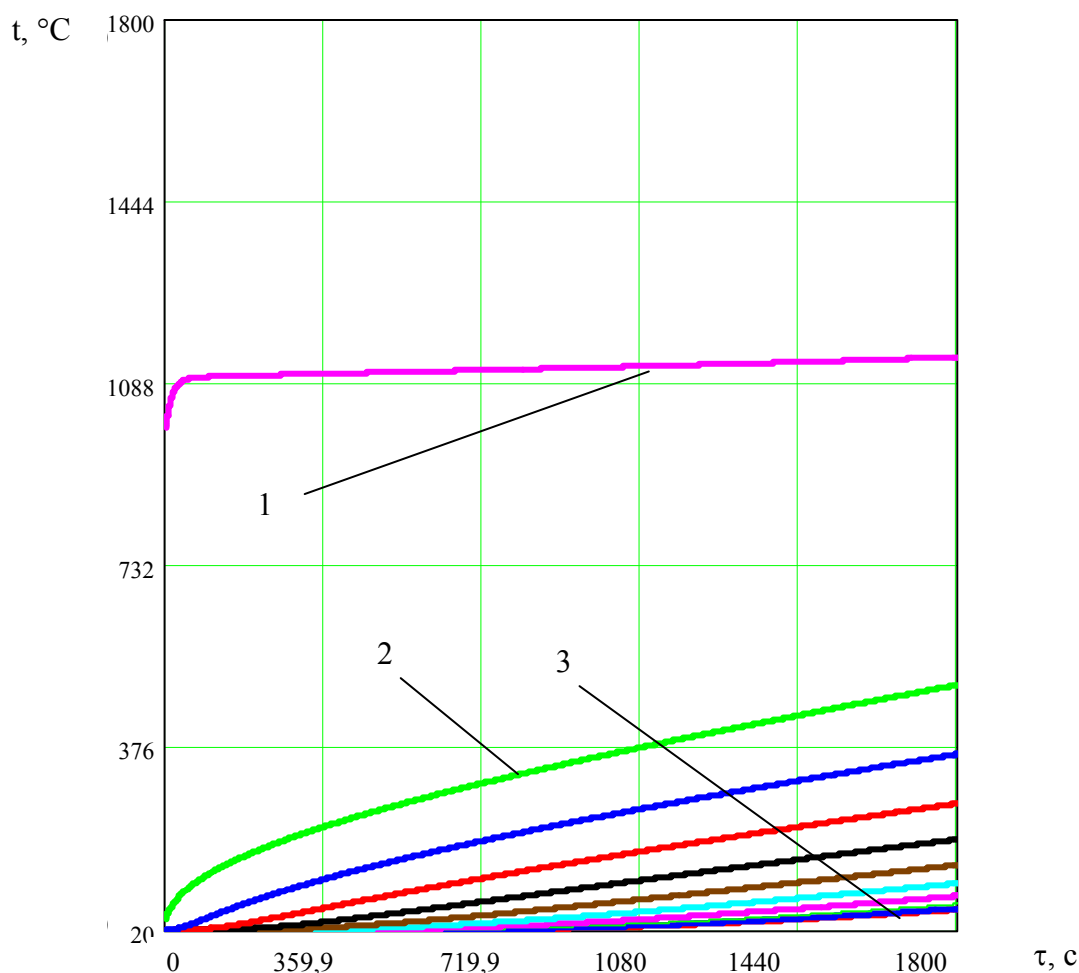


Рисунок 5.6 – Динамика нагрева изучаемого тела в рассматриваемом численном эксперименте при безимпульсном нагреве (1 – температура дыма, 2 – температура поверхности заготовки, 3 – температура центра заготовки)

5.3 Экспериментальное исследование интенсификации конвективного теплообмена при импульсной подаче теплоносителя

Для экспериментальной проверки влияния импульсного характера подачи газообразной среды на значение коэффициента конвективной теплоотдачи был создан экспериментальный комплекс, включающий в себя (рис. 5.7):

- штатив с подвешенным телом цилиндрической формы, подогреваемым электрическим током и охлаждаемым за счет конвекции;
- блок питания, выдающий постоянное напряжение, регулируемое в диапазоне от 0 до 20 В, снабженный амперметром и вольтметром;
- хромель-алюмелевая термопара и цифровой прибор, снабженный функцией обработки сигнала от термопары и выдачи значения температуры в цифровом формате;
- устройство для создания пульсаций (представленное на рис.5.8), принцип действия которого основан на вращении круглой заслонки в полости трубки круглого сечения (диаметр трубки 30 мм, диаметр заслонки 26 мм).

В качестве тела для проведения экспериментов использовалось сопротивление ПЭВ-20, имеющее цилиндрическую форму (высота 36 мм, наружный диаметр 13 мм), внутренние отверстия были заглушены теплоизолирующими пробками. В середине тела по высоте к его поверхности приклеен рабочий спай термопары (ТХА) и вся поверхность в один слой обернута изоляционной лентой толщиной 0,1 мм.

В основу работы экспериментального комплекса положен известный подход, согласно которому при подогреве тел электрическим током и охлаждении отдачей тепла в окружающую среду через некоторое время наступает тепловое равновесие, при котором тепловая мощность, отводимая от тела,

равна подводимой тепловой мощности. Эта ситуация характеризуется определенной температурой поверхности исследуемых тел. Измеряя эту температуру, и подводимую тепловую мощность, можно вычислить значение коэффициента конвективной теплоотдачи:

$$\alpha_{\text{конв}} = \frac{k \cdot Q - F \cdot \varepsilon \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{t_{\text{изм}} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{\text{ос}} + 273}{100} \right)^4 \right]}{F \cdot (t_{\text{изм}} - t_{\text{ос}})}, \quad (5.5)$$

где Q – выделяемая тепловая мощность, Вт;

F – боковая поверхность охлаждаемого тела, м²;

k – тарировочный коэффициент, учитывающий утечку тепла от нагреваемого тела через подвеску;

ε – степень черноты поверхности изучаемого тела;

$C_0=5,67$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м²·К⁴);

$t_{\text{изм}}$ – измеренная температура поверхности изучаемого тела, °С;

$t_{\text{ос}}$ – температура окружающей среды вокруг изучаемого тела, °С.

Вначале были проведены исследования по определению значения тарировочного коэффициента установки для безимпульсных режимов поперечного обтекания цилиндрических тел.

Для поперечного обтекания тел используется критериальное уравнение (2.12). Для каждой скорости обдува, устанавливаемой при помощи главной заслонки, фиксируются установившееся значение равновесной температуры поверхности тела, температура среды истекающей из диффузора; при помощи выражения (2.12) вычисляется соответствующее значение коэффициента теплоотдачи. Далее подбираем такое значение тарировочного коэффициента, при котором обе части выражения (5.5) становятся равными. В результате проведения ряда опытов, результаты которых представлены в таблице 5.1, было

установлено значение тарировочного коэффициента установки в проведенных опытах.

Значения этой величины в различных опытах колебались от 0,903 до 0,916, максимальная относительная разница между тарировочными коэффициентами составляла не более 1,6%.

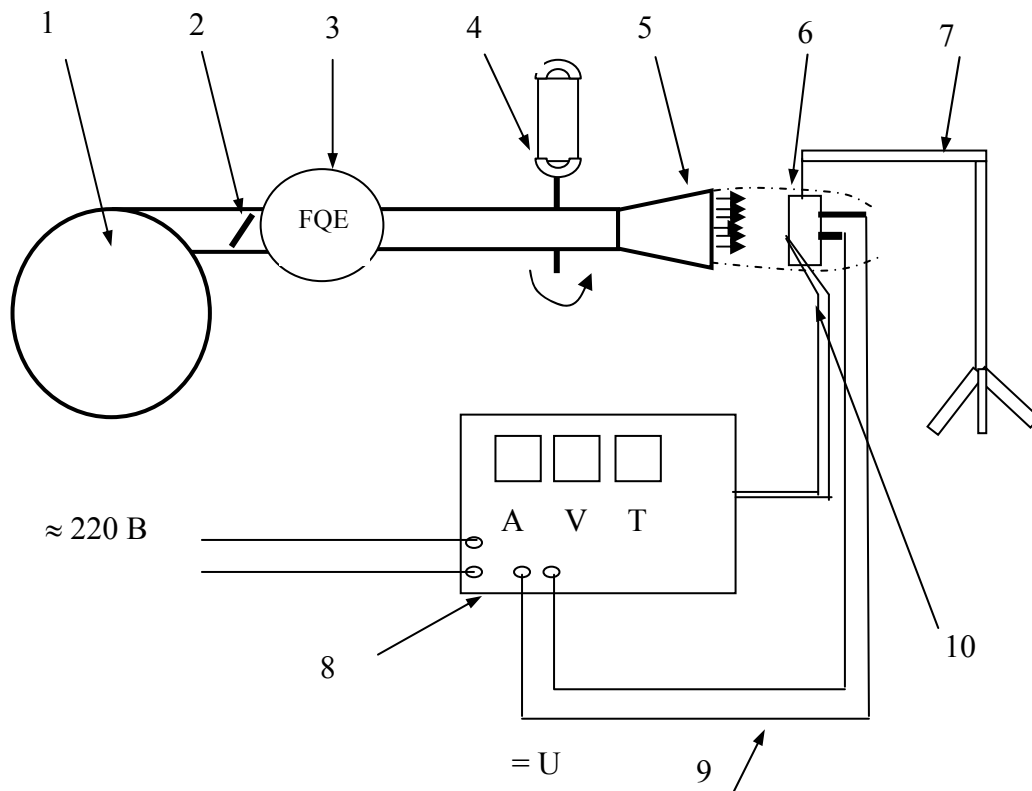


Рисунок 5.7 – Схема установки для изучения конвективного теплообмена (1 – дутьевой вентилятор, 2 – главная регулирующая заслонка, 3 – расходомер, 4 – узел прерывания течения воздуха, 5 – диффузор для истечения воздуха, 6 – изучаемое тело, 7 – штатив с консолью, 8 – блок питания для нагрева изучаемого тела, 9 – подвод напряжения к телу, 10 – термопара

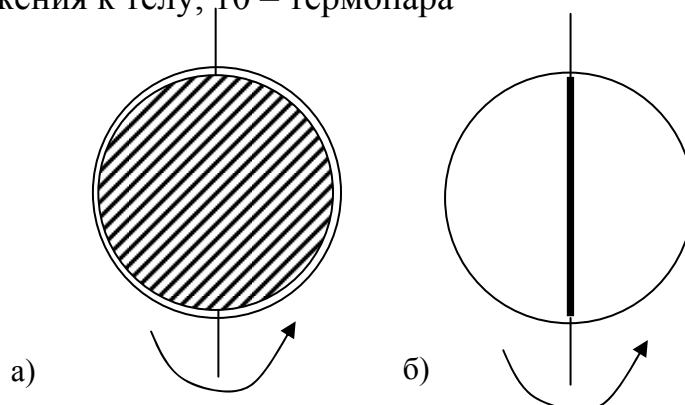


Рисунок 5.8 – Крайние положения исполнительного механизма (а – полностью закрыто, б – полностью открыто)

Таблица 5.1 – Результаты экспериментов по изучению конвективного теплообмена на теле ПЭВ-20

№ эксперимента	Подводимое напряжение, В	Выделяющаяся тепловая мощность, Вт	Скорость среды, м/с	Значение равновесной температуры поверхности тела, °С	Значение коэффициента конвективной теплоотдачи по критериальному уравнению, Вт/(м ² ·К)	Значение тарировочного коэффициента
1	10	5,29	4,835	69	69,635	0,916
2	10	5,29	4,095	72	63,034	0,9012
3	10	5,29	2,844	81	50,684	0,903

Отличие полученных значений тарировочного коэффициента от единицы определяется рассеиванием части тепла от обдуваемого тела через поддерживающую систему. Что касается природы расхождения между значениями тарировочных коэффициентов в различных опытах, то она может заключаться в колебаниях напряжения сети и, соответственно, колебаниях мощности, выделяемой на нагреваемом теле, а также в конечной цене деления расходомера и соответственно возможных ошибках, связанных с округлением расходов среды, определяющих расчетные значения скоростей истечения воздуха из диффузора.

Для изучения возможности усиления конвективного теплообмена при импульсном режиме подачи теплоносителя принято значение тарировочного коэффициента 0,91.

Очевидно, что вид критериального уравнения, описывающего конвективный теплообмен при импульсном течении сред, должен быть изменен или расширен (по сравнению с уравнением (2.12)) за счет введения дополнительных критериев.

С использованием основных положений теории размерностей [70] установлено, что рассматриваемая задача с одним определяемым параметром (значение коэффициента конвективной теплоотдачи) и семью определяющими независимыми факторами (характерный размер тела, средняя скорость течения среды, коэффициент теплопроводности среды, теплоемкость среды, плотность среды, коэффициент динамической вязкости, частота пульсации расхода среды), для составления единиц измерения которых используется четыре базовых размерности (м, кг, с, К) может быть описана при помощи (1+7- 4) четырех независимых критериев.

Используя типовые приемы, применяемые в рамках теории размерностей:

- составление системы из четырех уравнений (по числу используемых в рассматриваемой задаче размерностей), в которых фигурирует восемь переменных (показатели степени при параметре и факторах); уравнения составляются исходя из того, что итоговая степень, соответствующая каждой размерности, должна равняться нулю;

- решение системы уравнений относительно четырех переменных;

- группировка определяемого параметра и факторов относительно определенных степеней (четырех переменных, относительно которых была решена система уравнений) и получение искоемых критериев;

для рассматриваемой задачи были получены три критерия, традиционно используемые для описания конвективного теплообмена: Nu, Re, Pr, и еще один критерий

$$\frac{v_{umt} \cdot d}{w},$$

где v_{umt} – частота пульсации расхода среды, Гц, который носит название критерий Струхаля (Sh) и используется для описания нестационарных явлений.

В связи с этим для импульсного режима обтекания тел принято решение взять за основу базовое критериальное уравнение (2.12) с набором известных экспериментальных коэффициентов при критериях Nu , Re , Pr , а влияние импульсности учесть за счет введения критерия Sh с двумя неизвестными коэффициентами:

$$Nu_{имп} = 0,28 \cdot a \cdot Re^{0,6} \cdot Pr_{жс}^{0,36} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \cdot (Sh)^b, \quad (5.6)$$

где a и b – коэффициенты, значения которых требуется определить в результате эксперимента.

В рамках проведенных экспериментальных исследований изучались импульсные режимы при косинусоидальном изменении расхода, определяемом конструкцией устройства для создания пульсации.

Всего было проведено 9 экспериментов, в которых варьировались средняя скорость течения среды и частота пульсации (частота вращения заслонки). Данные о значениях факторов, установленных в эксперименте, и значениях искомого параметра приведены в таблице 5.2.

Отношение коэффициентов теплоотдачи при импульсном и безимпульсном режимах отопления может быть определено как отношение соответствующих критериев Нуссельта, взятых по критериальным уравнениям: (5.6) и (2.12):

$$\frac{\alpha_{имп}}{\alpha} = \frac{Nu_{имп}}{Nu} = a(Sh)^b.$$

Получая для каждого конкретного эксперимента на основании экспериментальных замеров и их обработки $\alpha_{имп}$ и вычисляя по критериальному уравнению (2.12) $\alpha_{безымп}$, соответствующее средней скорости течения среды, получаем возможность определения коэффициентов a и b . Наиболее удобно эта задача может быть решена при отображении

экспериментальных точек в логарифмических координатах

$$\ln\left(\frac{\alpha_{имп}}{\alpha_{безымп}}\right), \ln(Sh).$$

Таблица 5.2 – Условия проведения экспериментов по изучению теплообмена при импульсном течении среды и их результаты.

№ эксп.	Характеристика подачи среды		Значение коэффициентов теплоотдачи Вт/(м ² ·К)		Значения характерных критериев в эксперименте			
	Средняя скорость среды у тела м/с	Частота вращения заслонки, об/мин	в экс- перименте	В аналог. безим- пульсном режиме	Re	Pr _{ст}	Sh	Nu _{имп}
1	4,266	90	81,29	64,71	3760	0,694	0,0306	43,33
2	4,266	69	78,68	64,71	3760	0,694	0,0239	41,94
3	4,266	51	77,44	64,71	3760	0,694	0,0172	41,28
4	3,754	105	78,68	59,99	3309	0,694	0,0402	41,94
5	3,754	75	73,91	59,99	3309	0,694	0,0287	39,40
6	3,754	51	71,71	59,99	3309	0,694	0,0200	38,23
7	2,218	105	59,08	43,71	1955	0,692	0,0689	31,49
8	2,218	75	57,59	43,71	1955	0,692	0,0488	30,70
9	2,218	39	54,79	43,71	1955	0,692	0,0258	29,21

Тогда неизвестные коэффициенты b и $\ln(a)$ определяются как параметры прямой (множитель перед аргументом и свободный член), проведенной через массив экспериментальных точек при помощи метода наименьших квадратов. Графическое представление обработки экспериментальных данных и нанесенная аппроксимирующая прямая представлены на рисунке 5.9.

Таким образом, конвективный теплообмен при поперечном обтекании тел и импульсном характере течения среды с косинусоидальным изменением расхода описывается уравнением вида:

$$Nu = 0.494 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr_{жс}^{0,36} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{см}} \right)^{0,25} \cdot (Sh)^{0,0971}.$$

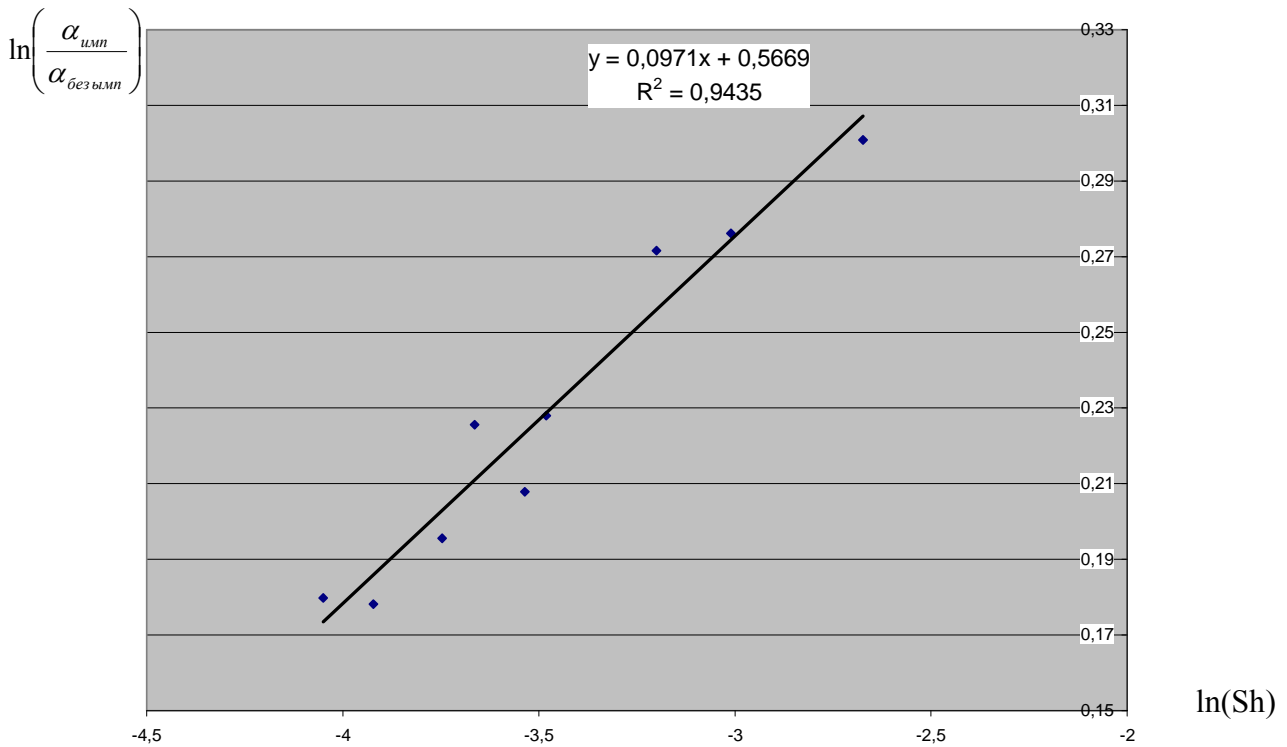


Рисунок 5.9 – Экспериментальные данные по изучению теплообмена при импульсном обтекании тел и аппроксимирующая прямая, полученная при помощи метода наименьших квадратов.

В качестве частоты пульсации для определения значения критерия Sh взята учетверенная частота вращения заслонки, так как за один ее оборот имеет место четыре полуволны смены скорости. Впрочем, выбор в качестве частоты пульсации любого значения, пропорционального частоте вращения заслонки, поменяет лишь значения коэффициентов b и a при сохранении значения $a(Sh)^b$. Значение характерного геометрического размера при вычислении критерия Sh взято равным полудлине окружности, описывающей поперечное сечение обтекаемого цилиндра.

В строгом смысле, полученное уравнение описывает конвективный теплообмен при косинусоидальном изменении расхода среды для конкретного пульсатора, использованного в

лабораторной установке (определенное соотношение диаметров трубопровода и заслонки, относительное расстояние от заслонки до среза диффузора). Полученное уравнение справедливо в диапазоне изменения критерия Sh 0,017-0,068.

Следует отметить, что для косинусоидальных пульсаторов, действие которых основано на вращающейся заслонке или схожем принципе, результат будет зависеть от соотношения диаметров трубопровода и заслонки. В данной работе, по мнению автора, выбрано рациональное соотношение, которое, с одной стороны, достаточно для обеспечения достаточно большой амплитуды колебаний (согласно специальным исследованиям она может достигать 50%), с другой стороны, зазор два миллиметра в канале $((30-26)/2=2)$ позволяет избежать заклинивания устройства и обеспечивает его свободное вращение даже при некоторых смещениях заслонки на оси.

Установленное критериальное уравнение позволяет осознанно управлять импульсными режимами теплообмена (на количественном уровне для подобных рассмотренному пульсаторов и на качественном для других пульсаторов).

Согласно известным представлениям, установленная закономерность усиления теплообмена при импульсном течении среды, объясняется тем, что при волнообразном изменении ее расхода происходит разрушение пограничного гидродинамического слоя, который формируется на значительной части периметра обтекаемых тел и определяет сопротивление теплопередаче.

Интересной особенностью полученного критериального уравнения является достаточно слабое влияние частоты пульсации (показатель степени при критерии Sh порядка 0,1) на итоговое значение коэффициента теплоотдачи. В то же постоянная составляющая, связанная с переходом на импульсное отопление, достаточно значительна (1,764). По мнению автора, эта ситуация объясняется противоречивым влиянием частоты

пульсации: с одной стороны при увеличении частоты разрушение пограничного слоя происходит более часто, с другой стороны, степень разрушения пограничного слоя с ростом частоты снижается из-за влияния инерционных явлений.

Усиление конвективной составляющей теплообмена на 20-30%, зафиксированное в экспериментах, является достаточно существенным и позволяет, например, достичь примерно такого же ускорения нагрева в низкотемпературных печах или аналогичное ускорение воздушного охлаждения в печах. Что касается нагрева материалов в высокотемпературных печах, указанный уровень усиления конвективного теплообмена, как было показано в главе 3, приведет к крайне незначительному усилению итогового теплообмена.

Подобие явлений тепло- и массообмена делает возможным, с некоторой условностью, применение этой закономерности для усиления и осознанного управления интенсивностью массообмена, что особенно важно в технологиях химического синтеза, как классических, так и недавно возникших и динамично развивающихся, например, нанотехнологиях.

5.4 Практическая реализация импульсного отопления теплотехнических агрегатов

В основе решения практической задачи создания импульсных горелок лежит использование вращающихся заслонок (рис. 5.8), либо дроссельных клапанов (рис. 5.10) в каналах подачи топлива и окислителя. При этом возможно создание такой технологии отопления, когда закон изменения общего расхода топлива в каждый момент времени не имеет колебательной составляющей, а импульсность отопления достигается за счет периодического перераспределения расходов топлива между горелками.

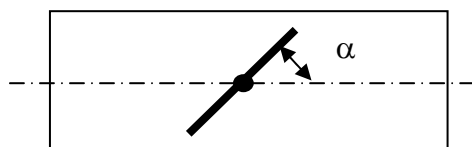


Рисунок 5.10 – Дроссельный клапан в каналах подачи воздуха и топлива для реализации импульсного закона подачи сред

Примером решения такой задачи может служить схема, предложенная на рис. 5.11. Ее сущность заключается в том, что боковые горелки камеры печи поделены на две группы (1-ая очередь, 2-ая очередь). Предложено встречное расположение горелок 1-ой и 2-ой очереди. Закон изменения расхода топлива на горелки приведен ниже:

$$\text{горелка 1-ой очереди } Vg_1(\tau) = \begin{cases} Vg_i \cdot (1 + A) & \text{при } \text{frac}(\text{int}(\tau/\Delta\tau)/2) = 0; \\ Vg_i \cdot (1 - A) & \text{при } \text{frac}(\text{int}(\tau/\Delta\tau)/2) = 0,5; \end{cases}$$

$$\text{горелка 2-ой очереди } Vg_2(\tau) = \begin{cases} Vg_i \cdot (1 - A) & \text{при } \text{frac}(\text{int}(\tau/\Delta\tau)/2) = 0; \\ Vg_i \cdot (1 + A) & \text{при } \text{frac}(\text{int}(\tau/\Delta\tau)/2) = 0,5, \end{cases}$$

где Vg_i – средний расход топлива на одну горелку, вычисляется как отношение полного моментального расхода топлива на печь к числу всех горелок, $\text{м}^3/\text{с}$;

A – относительная амплитуда колебания расхода топлива;

$\Delta\tau$ – период переключения расходов топлива между горелками первой и второй очереди;

frac , int – операторы выделения дробной и целой частей дробного числа соответственно.

Анализ предложенного закона изменения расхода топлива на горелки показывает, что при полном количестве горелок, равном n ; одинаковом количестве горелок 1-ой и 2-ой очереди, соответственно $n/2$, общий расход топлива равен $n Vg_i$.

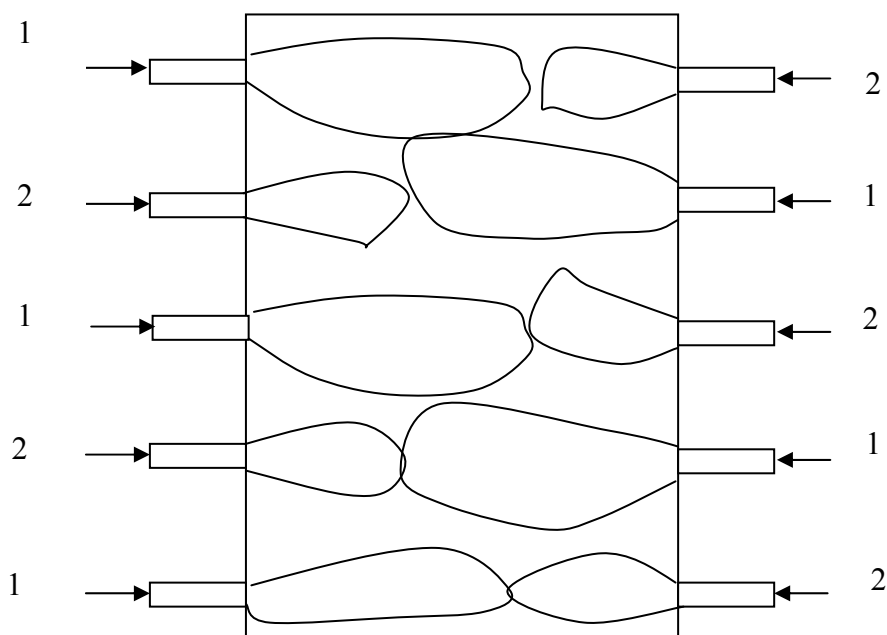


Рисунок 5.11 – Схема импульсной работы боковых горелок камеры печи периодического действия или отапливаемой зоны печи непрерывного действия (1 – горелки первой очереди, 2 – горелки второй очереди)

Подобный подход можно применить к отоплению любых агрегатов, имеющих четное число горелок. Например, для проходных методических печей. Для трехзонной печи подача топлива, как правило, реализуется при помощи шести горелок: две в томильной зоне, две в верхней сварочной зоне, две в нижней сварочной зоне. Распределив две горелки каждой зоны между очередями подачи топлива, можем использовать выше приведенный закон распределения подачи топлива.

В общем случае можно рассмотреть такую схему отопления агрегатов, при которой вопрос нагружения горелок решается с использованием генератора случайных чисел. Пусть общее число горелок $n=m+l$. В каждый момент времени l горелок выдают повышенный расход топлива, а m горелок пониженный расход топлива (это может быть минимальное значение, устойчиво выдаваемое конкретной конструкцией горелки).

Горелки, которые войдут в группу с повышенной подачей топлива l , определяются при помощи генератора случайных

чисел. На остальные горелки подается пониженный расход топлива. Вопрос деления горелок на группы с повышенной и пониженной подачами топлива пересматривается через каждые $\Delta\tau$ секунд. Если обозначить минимальный расход топлива на одну горелку как Vg_{\min} , то расход топлива на каждую горелку с усиленной подачей топлива будет определен как $Vg_{\max} = (Vg_{\text{общ}} - Vg_{\min} \cdot m) / l$.

Таким образом, имеем следующий алгоритм управления работой горелок. Всего генерируется l чисел, 1-ое из диапазона от одного до n , 2-ое – из того же диапазона за вычетом уже выбранной горелки повышенной подачи топлива и т.д. Таким образом, l -ым по счету генерируется целое число из диапазона еще не выбранных на $l - 1$ предыдущих генерациях номеров. Поскольку результаты закрепления горелок повышенной подачи топлива действуют в течение периода времени $\Delta\tau$, то целесообразно в течение времени действия конкретного набора горелок производить определение номеров, на которые придется повышенная подача топлива в течение следующего периода продолжительностью $\Delta\tau$:

$$\text{для } i\text{-ой горелки } Vg_i = \begin{cases} Vg_{\max} & \text{при } N_{\text{гор}} = X^1_{\text{г.с.ч.}}(\tau) \dots \text{или } N_{\text{гор}} = X^2_{\text{г.с.ч.}}(\tau) \dots \text{или } N_{\text{гор}} = X^l_{\text{г.с.ч.}}(\tau); \\ Vg_{\min} & \text{иначе,} \end{cases}$$

где $N_{\text{гор}}$ – номер горелки;

$X^i_{\text{г.с.ч.}}$ – целое число, генерируемое генератором случайных чисел.

Реализация операции тепловой обработки выдержки материалов после нагрева

Рассмотренный выше подход выбора горелок с усиленной подачей топлива при помощи генератора случайных чисел может быть использован не только для реализации операций нагрева материала, но и для выдержки после нагрева. Эта операция предполагает поддержание температуры поверхности материала на постоянном уровне, достигнутом после нагрева и прогрев внутренних слоев материала для уменьшения температурного перепада по толщине. Известны технологии, позволяющие при

помощи системы АСУ ТП, поддерживать температуру в камере печи на заданном уровне с точностью $\pm 5^{\circ}\text{C}$.

Сущность не разглашается, однако, вероятно, речь идет об импульсной подаче топлива на горелку (горелки), выбранную при помощи генератора случайных чисел при сигнале от термопар о снижении температуры газовой среды относительно заданного уровня, позволяющего сформировать необходимую плотность теплового потока при заданной температуре поверхности материала. При этом качество поддержания температуры будет зависеть от того, насколько удачно подобраны соответствующие коэффициенты для ПИД-регулятора.

Предложено для каждого периода Δt определять суммарный расход топлива на горелки, исходя из анализа тепловой диаграммы операции. Коррекция в эту величину может вноситься на основании сигнала термопар, измеряющих температуру в газовом пространстве печи и термопары, измеряющей температуру уходящих газов.

5.5 Концепция диагностики моментальных балансов печи для анализа эффективности импульсного отопления и других мероприятий по снижению расхода топлива

Для реализации автоматического управления процессами в любой современной технологии используются системы АСУ ТП. Важнейшей возможностью таких систем является функция диагностики работы управляемого агрегата (технологии).

Для нагрева и охлаждения материалов в печах основной величиной для реализации диагностики является температура поверхности тел, подвергающихся тепловой обработке. Использование анализа изменения этой величины в качестве основы проведения диагностики имеет ряд преимуществ, так как в конечном итоге нормируемым показателем качества нагрева

является тепловое состояние нагреваемых тел. Также при определенном подходе к установке датчиков есть возможность исследования несимметричности теплообмена внутри камеры печи. Следует отметить, что измерение температуры поверхности нагреваемых тел в камере печи при помощи пирометров представляет собой достаточно трудоемкую техническую задачу.

В данной работе предложена концепция моментальной диагностики усредненного теплового баланса печи на основании замера температуры газов, покидающих камеру печи.

Моментальная диагностика усредненного теплового баланса печи периодического действия

Сущность подхода заключается в том, что из зависимости (2.26) выражается значение средней плотности теплового потока, падающего на поверхность материала в течение краткого, но конечного периода времени $\Delta\tau$:

$$\bar{q} = \frac{\bar{V}_m \cdot Q_n^p \cdot \Delta\tau - \bar{Q}_{nom} \cdot \Delta\tau - \bar{V}_m \cdot V_{y0} \cdot c^{t_{yx}} \cdot \bar{t}_{yx} \cdot (1 - \bar{k}_r) \cdot \Delta\tau - V_k \cdot c^{t_{yx}} \cdot \Delta\bar{t}_k}{F_m \cdot \Delta\tau}, \quad (5.7)$$

где $\Delta\bar{t}_k$ – изменение средней температуры продуктов сгорания, заполняющих камеру печи, °С

Все величины в выражении имеют такое же значение, как и в зависимости (2.26). Знак усреднения над ними говорит о том, что берется среднее значение величин за период времени $d\tau$.

Величина тепловых потерь камеры печи рассчитывается при помощи математической модели в реальном времени на основании заданных параметров технологии с учетом измеренных значений t_{yx} и $\Delta\bar{t}_k$.

В случае достаточно равномерного температурного поля в камере печи возможно уменьшение числа датчиков. Их минимальное количество – один датчик в районе рабочего окна, через которое продукты сгорания покидают камеру печи. В этом случае принимаем $t_{yx} = \bar{t}_k$.

Среднее значение коэффициента рекуперации за период времени $\Delta\tau$ определяется как:
$$k_r = \frac{\overline{V}_g \cdot c_g \cdot \overline{\Delta t}_g}{\overline{V}_m \cdot V_{y0} \cdot c^{t_{yx}} \cdot \overline{t}_{yx}},$$

где Δt_b – среднее повышение температуры воздуха в результате нагрева в рекуператоре за период времени $\Delta\tau$, °С.

Величина Δt_b определяется в результате замеров температуры холодного воздуха и его температуры в раздающем коробе перед горелками.

Итоговый коэффициент теплоотдачи к поверхности нагреваемого материала:

$$\overline{\alpha}_\Sigma = \frac{\overline{q}}{\overline{t}_{yx} - \overline{t}_{нов}},$$

где $\overline{t}_{нов}$ – средняя температура поверхности нагреваемого материала, в течение рассматриваемого периода времени $d\tau$.

Величина $\overline{t}_{нов}$ определяется при помощи математической модели нагрева материала при задании граничных условий второго рода. Причем на некотором «i» шаге по времени рассчитываются параметры теплообмена $\overline{t}_{нов}$ и $\overline{\alpha}_\Sigma$, на основании замеров величины t_{yx} , выполненных на шаге «i-1». Таким образом, имеет место смещение на один шаг по времени (на величину $\Delta\tau$) между ходом процесса и его расчетом в темпе реального времени.

Наличие этого комплекса информации позволяет также определять текущие значения коэффициента использования топлива и КПД печи.

Предложенный подход содержит в себе возможность экспериментальной проверки влияния различных параметров технологии на эффективность нагрева.

Поскольку итоговый коэффициент теплоотдачи представляет собой сумму лучистой и конвективной составляющих, зная одну из них и, определив при помощи

предложенной системы величину $\bar{\alpha}_\Sigma$, находим величину неизвестной составляющей.

В случае, если неизвестной является лучистая составляющая, ее определение позволит получить зависимость приведенного коэффициента излучения от температуры на основании следующего выражения:

$$\alpha_l = \bar{\alpha}_\Sigma - \alpha_k = \frac{C_{np}(\bar{t}_{yx}) \cdot \left(\left(\frac{\bar{t}_{yx} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{\bar{t}_{пов} + 273}{100} \right)^4 \right)}{\bar{t}_{yx} - \bar{t}_{пов}}.$$

Для решения этой задачи необходимо воспользоваться итерационной процедурой.

Для случая известной зависимости приведенного коэффициента излучения от температуры и соответственно лучистой составляющей итогового коэффициента теплоотдачи появляется возможность определения конвективной составляющей:

$$\alpha_k = \bar{\alpha}_\Sigma - \alpha_l.$$

После получения сведений о значениях α_k для разных параметров технологии определяются значения коэффициентов критериального уравнения, описывающего конвективный теплообмен в конкретном агрегате.

Моментальная диагностика усредненного теплового баланса печи непрерывного действия

Для многозонных агрегатов непрерывного действия получение информации об особенностях лучистого и конвективного теплообмена в каждой из зон агрегата может быть реализовано при помощи следующих выражений с использованием разработанной выше методологии:

$$\bar{q}_1 = \frac{\bar{V}_1^m \cdot Q_n^p \cdot d\tau + \bar{V}_1^m \cdot V_{воз}^{y\delta} \cdot \bar{t}_в^{под} \cdot d\tau - \bar{Q}_1^{nom} \cdot d\tau - \bar{V}_1^m \cdot V_{\delta}^{y\delta} \cdot c^{t_1^{yx}} \cdot \bar{t}_1^{yx} \cdot d\tau}{F_1^m \cdot d\tau},$$

$$\bar{q}_2 = \frac{\bar{V}_2^m \cdot Q_n^p \cdot d\tau + \bar{V}_2^m \cdot V_{603}^{y\delta} \cdot \bar{t}_B^{\text{под}} \cdot d\tau + \bar{V}_1^m \cdot V_{\delta}^{y\delta} \cdot c^{t_1^{yx}} \cdot \bar{t}_1^{yx} \cdot d\tau - \bar{Q}_2^{\text{nom}} \cdot d\tau - (\bar{V}_1^m + \bar{V}_2^m) \cdot V_{\delta}^{y\delta} \cdot c^{t_2^{yx}} \cdot \bar{t}_2^{yx} \cdot d\tau}{F_2^M \cdot d\tau},$$

$$\bar{q}_i = \frac{\bar{V}_i^m \cdot Q_n^p \cdot d\tau + \bar{V}_i^m \cdot V_{603}^{y\delta} \cdot \bar{t}_B^{\text{под}} \cdot d\tau + \left(\sum_{j=1}^{i-1} \bar{V}_j^m \cdot V_{\delta}^{y\delta}\right) \cdot c^{t_{i-1}^{yx}} \cdot \bar{t}_{i-1}^{yx} \cdot d\tau - \bar{Q}_i^{\text{nom}} \cdot d\tau - \left(\sum_{j=1}^i \bar{V}_j^m \cdot V_{\delta}^{y\delta}\right) \cdot c^{t_i^{yx}} \cdot \bar{t}_i^{yx} \cdot d\tau}{F_i^M \cdot d\tau},$$

$$\bar{q}_n = \frac{\bar{V}_n^m \cdot Q_n^p \cdot d\tau + \bar{V}_n^m \cdot V_{603}^{y\delta} \cdot \bar{t}_B^{\text{под}} \cdot d\tau + \left(\sum_{j=1}^{n-1} \bar{V}_j^m \cdot V_{\delta}^{y\delta}\right) \cdot c^{t_{n-1}^{yx}} \cdot \bar{t}_{n-1}^{yx} \cdot d\tau - \bar{Q}_n^{\text{nom}} \cdot d\tau - \left(\sum_{j=1}^n \bar{V}_j^m \cdot V_{\delta}^{y\delta}\right) \cdot c^{t_n^{yx}} \cdot \bar{t}_n^{yx} \cdot d\tau}{F_n^M \cdot d\tau}.$$

Все величины несут ту же смысловую нагрузку, что и в случае однозонного агрегата; нижние индексы указывают на принадлежность величины к конкретной зоне.

Использование концепции моментальной диагностики теплового баланса для управления работой печи в режиме реального времени

В основе реализации этой концепции лежит создание эталонной диаграммы конкретных операций тепловой обработки садки материала с заданными параметрами в конкретной печи. Эта задача может быть решена при помощи аналитических методик или математической модели, базирующейся на решении дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности. При этом возможна реализация метода «прострела», когда, исследуя влияние варьирования параметров нагрева с определенным шагом на динамику температурного поля материала, добиваемся наилучшего результата согласно заданным критериям оценки (темп нагрева, изменение температурного перепада по сечению тел в течение нагрева). Помимо изменения температур характерных точек нагреваемых тел, температур греющих сред (дыма, кладки, печи) для совместного анализа на тепловой диаграмме должно быть представлено изменение суммарного теплового потока, падающего на поверхность материала в течение нагрева, и количества тепла, усвоенного материалом на конкретный момент времени.

На основании сигналов технических средств диагностики моментальных балансов печи сравниваем для каждого анализируемого периода времени Δt количество тепла, которое должно было быть поглощено материалом, с реально усвоенным количеством тепла. В случае рассогласования вносится корректировка в параметры нагрева, снятые с эталонной диаграммы.

5.6 Выводы

Рассмотрены основные предпосылки создания систем импульсного отопления агрегатов.

Выдвинута гипотеза об усилении лучистой теплопередачи при волнообразном изменении температуры теплоносителя, заполняющего рабочую камеру печи. При помощи моделей нагрева термически тонких и реальных тел показано отсутствие лучистого «ускорения» теплообмена при импульсном отоплении агрегатов, что опровергает выдвинутую гипотезу.

Определен набор критериев для описания конвективного теплообмена при импульсном режиме течения сред. По сравнению с уравнением, описывающим безимпульсный теплообмен, должен быть добавлен критерий Струхала.

Для экспериментального изучения данного явления создана лабораторная установка, создающая пульсацию среды по косинусоидальному закону. Тарировочный коэффициент для установки был определен на основании анализа ряда экспериментальных точек, снятых для безимпульсного режима, описываемого известным экспериментальным уравнением.

На основании ряда экспериментов для импульсного режима течения среды и анализа их результатов получено критериальное уравнение, описывающее конвективный теплообмен при поперечном обтекании цилиндрических тел и косинусоидальном изменении расхода среды.

Предложены технические решения и созданы алгоритмические подходы для реализации импульсного отопления реальных теплотехнологических установок.

Проработаны основы создания систем диагностики тепловой работы печных агрегатов, основой работы которых является измерение температуры продуктов сгорания, покидающих агрегат и построение моментальных тепловых балансов.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. МЭА «*Energy Use in the New Millenium*» («Энергопотребление в новом тысячелетии», IEA, 2007).
2. Лисиенко В.Г., Щелков Я.М. Энергетический анализ – методология и энергосбережение в металлургии // Энергетика региона. – 2000.– №1.– С.21-23.
3. Никифоров Г.В., Заславец Б.И. Энергосбережение на металлургических предприятиях.– Магнитогорск: МГТУ, 2000.– 283 с.
4. Олейников В.К., Никифоров Г.В. Анализ и управление энергопотреблением на металлургических предприятиях: Учебн. пособие.– Магнитогорск: МГТУ, 1999 – 219 с.
5. Kozioł J. Wartość opalowa miernikiem jakości produktów gazowych procesu technologicznego: Hutnic-Wiadomości Hitnicze, 1995. – № 12.
6. Рациональные температурные режимы на участке нагревательная печь – прокатный стан / В.Я. Перерва, Г.В. Бергеман, М.В. Губинский, Г.Л. Шевченко // Металл и литье Украины.– №5.–2008.– С. 35-37.
7. Тайц Н. Ю.Технология нагрева стали. – М.: Металлургия, 1962. – 568 с.
8. Губинский В.И. Металлургические печи: Учеб. пособие. – Днепропетровск: НМетАУ, 2006. – 85 с.
9. Оснос С.П., Гололобов О.И. Применение современных волокнистых теплоизоляционных и огнеупорных материалов в тепловых агрегатах и сооружениях // Строительные материалы и изделия.– 2000.–№11.– С. 120-125.
10. Оснос С.П. Опыт применения современных волокнистых огнеупорных материалов и систем отопления / С.П. Оснос, О.И. Гололобов // Строительные материалы и изделия.– 2001.– №4.– С. 130-136.

11. Исследование нагревательного колодца с одной верхней горелкой при импульсном отоплении / М.А. Глинков, В.Ю. Качанов, М. Энкеш и др. //Сталь. – 1973.– №2.– с. 171-178.
12. Ревун М.П., Барищенко А.И., Чепрасов А.И., Башлий С.В., Андриенок А.Н. Новые схемы импульсного отопления нагревательных и термических печей // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2005.– №3.– С. 97-100.
13. Мороз В.И., Егорова В.М., Гусев С.В. Нагрев валков холодной прокатки и роликов МНЛЗ под термическую обработку в печи с импульсной подачей теплоносителя // Кузнечно-штамповочное производство и обработка металлов давлением.–№8.– 2002.– С. 29-34.
14. Сапронова Е.В., Курбатов Ю.Л. Фалеева Е.А. Модель импульсного отопления колодцев с одной верхней горелкой // Міжнародна конференція «Металургійна теплотехніка» (м. Дніпропетровськ, 18-20 жовтня 2005 р.): Збірник наукових праць НМетАУ. У двох книгах.– Книга 2.– Дніпропетровськ: Пороги, 2005.– С. 295-299.
15. Сапронова Е.В., Горбунов А.С., Курбатов Ю.Л. Коробка Ю.Ю. Разработка математического обеспечения системы регулирования нагревательного колодца в режиме импульсного отопления // Экотехнологии и ресурсосбережение.– 2005.–№4.–С. 74-77.
16. Гинкул С.И., Шелудченко В.И., Кравцов В.В. Вопросы тепло- и массообмена в материалах, нагрева и охлаждения металла: Учебн. пособие. – Донецк: РИА ДонГТУ, 2000. – 162 с.
17. Телегин А.С., Швыдкий В.С., Ярошенко Ю.Г. Тепломассоперенос: Учебник для вузов. – М.: Metallurgy, 1995.– 400с.
18. Тебеньков Б.П. Рекуператоры промышленных печей.– М.: Metallurgy, 1975.– 294с.

19. Рабинович Г.Д. Теория теплового расчета рекуперативных теплообменных аппаратов. – Минск: изд-во АН БССР, 1963. –137 с.
20. Пилипенко Р.А. Интенсификация тепловой работы камерных печей, отапливаемых природным газом // Metallургическая теплотехника (Сб. науч. трудов НМетАУ). - Днепропетровск: НМетАУ, 2002. – Т.8. – С.99-105.
21. Губинский В.И. Нагревательные печи металлургии - сегодня и завтра // Теория и практика металлургии. – 2004. – № 6. – С.56-60.
22. Губинский В.И. Актуальные задачи реконструкции нагревательных печей / Metallургическая теплотехника (Сб. научн. трудов НМетАУ). – В двух книгах. – Книга первая. – Днепропетровск: НМетАУ, 2005. – С.149-156.
23. Ревун М.П., Зинченко В.Ю. Перспективные направления совершенствования тепловой работы нагревательных и термических камерных печей // Metallургическая теплотехника (Сб. науч. трудов НМетАУ). – Днепропетровск: НМетАУ, 2006. – Т.6. – С.294-302.
24. Калафати Д.Д., Попалов В.В. Оптимизация теплообменников по эффективности теплообмена. – М: Энергоатомиздат, 1986. – 151 с.
25. Ткаченко В.Н. Математическое моделирование, идентификация и управление технологическими процессами тепловой обработки материалов. Том 13. Серия «Задачи и методы: математика, механика. Кибернетика».– К: Наук. думка, 2008.– 244 с.
26. Богаенко М.Н., Грабовский Г.Г., Грищенко А.А., Грищенко С.А. Автоматизированные системы управления процессом нагрева и прокатки металла. – К.: Техніка, 1977.– 124с.

27. Богомолов А.М., Зыков В.В., Ткаченко В.Н. Двухуровневая система управления процессом нагрева и прокатки металла // Автоматика.– 1997.–№1.– С.67-75.
28. Лисиенко В.Г., Волков, В.В, Гончаров А.Л. Математическое моделирование теплообмена в печах и агрегатах.– К: Наук. думка, 1984. – 232с.
29. Арутюнов В.А., Бухмиров В.В., Крупенников С.А. Математическое моделирование промышленных печей: Учебник для вузов. – М.: Металлургия, 1990.– 239с.
30. Metallurgical heat engineering. В 2 т. Т1 теоретические основы: Учебник для вузов / Кривандин В.А., Арутюнов В.А., Мастрюков Б.С. и др. – М.: Металлургия, 1986.– 424с.
31. Гусовский В.Л., Лифшиц А.Е. Методики расчета нагревательных и термических печей: Учебно-справочное издание. – М.: Теплотехник, 2004. – 400с.
32. Невский А.С. Лучистый теплообмен в печах и топках.– М.: Металлургия, 1971.– 440с.
33. Бирюков А.Б., Кравцов В.В Новые подходы к анализу эффективности тепловой работы высокотемпературных нагревательных печей // Металл и литье Украины. – 2009. – №12. – С. 16 – 17.
34. Себиси Т., Бредшоу П. Конвективный теплообмен. Физические основы и вычислительные методы: Пер. с англ. – М.: Мир, 1987.– 592 с.
35. Тихонов А.Н., Арсенин В.Я. Методы решения некорректных задач.– М.: Наука, 1974.– 224 с.
36. Тихонов А.Н., Гончарский А.В., Степанов В.В., Ягола А.Г. Регуляризирующие алгоритмы и априорная информация.– М.: Наука, 1983.– 198 с.
37. Власов С.А., Слуцкий Н.А., Волочек Н.Г., Горгидзе И.И. Проблемы автоматизации металлургических процессов на заводах России и возможности их решения с

- использованием распределенных систем управления. Труды института проблем управления РАН им. В.А. Трапезникова. Том 1. – М.: ИПУ РАН, 1998.
38. Недопекин Ф.В. Математическое моделирование гидродинамики и тепломассопереноса в слитках. – Ижевск: Изд-во Удмуртского университета, 1994. – 236 с.
 39. ANSYS Solutions. Русская редакция» Инженерно-технический журнал/ Осень 2007.
 40. Ginkul S.I., Kravtsov V.V., Sheludchenko V.I., Birukov A.B. Heat and mass transfer. –Donetsk: Nord-Press, 2006.– 292 p.
 41. Исследование кинетики кристаллизации непрерывнолитого слитка с учетом двухфазной зоны / В.Н. Борисов, В.Т. Борисов, В.В. Виноградов и др. // Изв. АН СССР. Металлы. – 1971. – №3. – С. 94-99.
 42. Самойлович Ю.А., Крулевецкий С.А., Горяинов В.А. Тепловые процессы при непрерывном литье стали.– М.: Металлургия, 1982.– 152 с.
 43. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи.– М.: Энергия, 1973.– 265с.
 44. Бирюков А.Б., Кравцов В.В. Совершенствование подходов к исследованию тепловых процессов нагрева и термообработки заготовок на основе метода математического моделирования // Сб. научн. трудов ДонНТУ. – 2009. – Вып. 11(159). – С. 215-219.
 45. Пирумов У.Г. Численные методы: Учебное пособие. – М.: Изд-во МАИ, 1988.– 188с.
 46. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов: Пер. с англ. – М.: Мир, 1979. – 392 с.
 47. Самарский А.А. Теория разностных схем: Учебн. пособие. – М.: Наука, 1983. – 616 с.
 48. Ткаченко В.Н. Тепловой эксперимент и идентификация параметров теплообмена процесса

- коксования угля // Идентификация и моделирование управляющих систем.–К.: Наук. думка, 1997.– С. 93-98.
49. Ткаченко В.Н. Моделирование тепловых процессов в автоматизированных системах обработки информации // Вісник Донецького національного університету. Серія А. Природничі науки.– 2002.– №2.– С. 379-383.
50. Механика упругих деформируемых систем. Часть 2. Сложнонапряженное состояние: Учебн. пособие / Ф.Л. Шевченко. – К.: ИСДО, 1993. – 240 с.
51. Задачи по сопротивлению материалов: Учебн. пособие / Ф.Л. Шевченко, А.Ф. Толкачев, А.В. Нижник. – Донецк: РВА ДонНТУ, 2002. – 221 с.
52. Свинолобов Н.П., Бровкин В.Л. Печи черной металлургии: Учебное пособие для вузов. – Днепропетровск: Пороги, 2004. – 154 с.
53. Курбатов Ю.Л., Шелудченко В.И., Кравцов В.В. Механика жидкости и газа: Учебное пособие.– Севастополь: Вебер, 2003.– 226 с.
54. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача.– М.: Высшая школа, 1980.– 470 с.
55. Бирюков А.Б., Кравцов В.В. Влияние конвективного теплообмена на эффективность работы печей для нагрева и термообработки металлов. Металлургическая теплотехника: сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. – Выпуск 1(16). – Днепропетровск: Новая идеология, 2009.–С.3-9.
56. Г.-Д.Шиллинг, Б. Бонн, У.Краус. Газификация угля: Пер. с нем. – М.: Недра, 1968. – 175 с.
57. Гинзбург Д.Б. Газификация низкосортного топлива. – М.: Промстройиздат, 1950. – 132 с.
58. Гинзбург Д.Б. Газификация твердого топлива. – М.: Госстройиздат, 1958. – 87 с.

59. Дешалит Г.И. Расчет процессов газификации топлива. – Харьков: Изд-во Харьковского Университета, 1959. – 64 с.
60. Кравцов В.В., Махмудов А.Г., Харченко А.В. Экономическое использование угля в теплоэнергетике. – Донецк: ДонГТУ, 1999. – 320с.
61. Стратегия управления социально-экономическим развитием региона на период до 2010 года: Материалы региональной научно-практической конференции. 28-30 сентября 1999г. Секция «Приоритеты научно-технического и инновационного развития». – Том 1. – Донецк: ДонГТУ Минобразования Украины, ИЭПИ НАН Украины, Юго-Восток, 1999. – 15 с.
62. SVZ Schwarze Pumpe gasifies coal and wastes for clip // Modern Power Systems Supplement, Wilmington Publishing, 1996, p. 41-44.
63. Сигал И.Я. Защита воздушного бассейна при сжигании топлива.–Л.: Недра, 1986.–185 с.
64. Сжигание угля в кипящем слое и утилизация его отходов/ Ж.В.Вискин, В.И.Шелудченко, А.И. Иванов, В.В. Кравцов, А.А. Бочаров, В.Л. Кондрацкий. – Донецк: Новый мир, 1997 – 384 с.
65. Кравцов В.В., Махов Г.Г., Шелудченко В.И., Бирюков А.Б. Разработка методики по определению температуры в зоне активного горения твердого топлива при добавках к воздушному дутью воды или пара/ Сборник научных трудов Донбасского горно-металлургического института. Выпуск 15.– Алчевск: ДГМИ, 2002. – С.29-30.
66. Федорина В.Г., Иванов А.И., Махов Г.Г. Исследование физико-химических закономерностей газификации твердого топлива // Сб. научных трудов Донецкого государственного технического университета. Metallurgia. Выпуск 14.– Донецк: ДонГТУ, 1999. – С. 22-27.

67. Патент України №33862А с10j3/00. Газогенератор для отримання генераторного газу з вугілля/ Іванов А.І., Затьєв В.Г., Кравцов В.В. та інші – Опубл. 15.02.2001, бюл. №1.
68. Патент України №35098А с10j3/00. Газогенератор для отримання генераторного газу з вугілля/ Іванов А.І., Затьєв В.Г., Махов Г.Г. та інші – Опубл. 15.03.2001, бюл. №2.
69. Патент України №47912А с10j3/00. Спосіб газифікації вугілля / Махов Г.Г., Толчєєв Ю.З., Іванов А.І., Кравцов В.В. – Опубл. 15.07.2002, бюл. №7.
70. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике. – М.: Наука, 1981. – 448 с.
71. Сапронова Е.В., Курбатов Ю.Л., Сидоров А.С., Берковский В.В. Разработка зональной модели топливной камерной нагревательной печи периодического действия с несимметричным факелом и переменной функцией выгорания топлива // Праці XV міжнародної конференції «Теплотехніка та енергетика в металургії», НМетАУ, м. Дніпропетровськ, 7-9 жовтня 2008 р.– Дніпропетровськ: Нова ідеологія, 2008.– С. 202-203.
72. Курбатов Ю.Л., Сапронова Е.В., Сидоров А.С. Построение зональной модели топливной камерной нагревательной печи с асимметрическим факелом и переменной функцией выгорания топлива / Экотехнологии и ресурсосбережение.– 2008.–№5.–С. 81-85.

Наукова монографія

Бірюков Олексій Борисович

**ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ТА ЯКІСТЬ ТЕПЛОВОЇ ОБРОБКИ
МАТЕРІАЛІВ В ПЕЧАХ**

Коректор: Бірюков Д. Б.