

На правах рукописи

Черепанов Аркадий Николаевич

**РАЗРАБОТКА РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИХ ПРОЦЕССОВ И АППАРАТОВ
ПРОИЗВОДСТВА СИНТЕТИЧЕСКИХ МОЮЩИХ СРЕДСТВ**

05.17.08 - Процессы и аппараты химических технологий

**Автореферат диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук**

Москва 2018

Работа выполнена в образовательном частном учреждении дополнительного
профессионального образования
«Московская высшая школа инжиниринга»

Официальные оппоненты:

<p>Доктор технических наук, профессор Голованчиков Александр Борисович</p>	<p>Профессор кафедры «Процессов и аппаратов химических и пищевых производств» ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет»</p>
<p>Доктор технических наук, профессор Осипов Юрий Романович</p>	<p>Профессор кафедры «Теории и проектирования машин и механизмов» ФГБОУ ВО «Вологодский государственный университет»</p>
<p>Доктор технических наук, профессор Захаров Михаил Константинович</p>	<p>Профессор кафедры «Процессов и аппаратов химических технологий имени Н.И. Гельперина» ФГБОУ ВО «МИРЭА - Российский технологический университет»</p>

Ведущая организация:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Казанский национальный исследовательский технологический университет»

Защита состоится 25 октября 2018 года в 11:00 на заседании
диссертационного совета Д 212.204.03 при РХТУ им. Д. И. Менделеева
(125047 г. Москва, Миусская пл., д. 9) в ауд.443

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-библиотечном центре РХТУ
им. Д.И. Менделеева.

Автореферат диссертации разослан _____ 2018 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
Д 212.204.03

А.В.Женса

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы.

Конкурентоспособность любого предприятия зависит во многом от его производственных затрат, существенной частью которых являются затраты на энергоносители, трудозатраты, затраты на техническое обслуживание и ремонт оборудования, не является исключением и производство синтетических моющих средств (СМС). Удельная энергоёмкость валового внутреннего продукта в России практически в три раза выше, чем в странах Западной Европы. Трудозатраты также превышают европейские в три – четыре раза, такая же ситуация и с затратами на техническое обслуживание.

Рассматривая технологический процесс производства СМС, его можно разделить на наиболее ресурсозатратные этапы:

- Процессы приемки и транспортирования сырья
- Физико-химические процессы приготовления композиции
- Сушка композиции в распылительной сушилке (РС)
- Транспортирование порошка с охлаждением и досушкой

Значительную долю в производстве СМС составляет сырьё, используемое в технологическом процессе в жидком виде. Синтетические жирные кислоты (СЖК) и линейная алкилбензолсульфокислота при температурах окружающей среды находятся в твердом состоянии и поступают на заводы в различных транспортных емкостях. При приемке этого сырья скорость его разогрева определяет время простоя вагонов, затраты энергоресурсов и затраты рабочего времени персонала.

Наиболее энергоёмким процессом в производстве СМС является сушка. Сделать ее более экономичной можно за счет утилизации тепла парогазовой смеси, удаляемой в атмосферу. Это тепло можно использовать для подогрева сырья, воды или атмосферного воздуха поступающего для сжигания топлива с использованием различного типа теплообменников. РС также требуют значительных затрат на нагрев сушильного агента, также возможно снижение затрат на эксплуатацию футеровки генератора топочных газов, на очистку внутренних поверхностей от налипающего порошка, который удаляется несколькими способами:

- механической очисткой цилиндрической обечайки и конуса сушилки скребками или встряхиванием;
- периодическим смывом водой.

Оба эти способа имеют свои достоинства и недостатки, но оба требуют дополнительных затрат ресурсов.

Следующими этапами являются транспортирование, досушка и охлаждение порошка в аэролифте. Наиболее серьезной проблемой в его эксплуатации являются высокие затраты энергии на преодоление гидравлических сопротивлений, налипание продукта на внутренних стенках и образование комков, требующее частой остановки для чистки и возврат на растворение больших количеств порошка, что является непроизводительным расходом ресурсов.

Цель работы. Разработка процессов и аппаратов производства СМС, методов их расчета, которые направлены на ресурсосбережение. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать методы расчёта процессов плавления СЖК;
- создать аппараты, обеспечивающие требуемые параметры проведения процесса плавления СЖК;
- изучить теплообмен топочных газов с футеровкой и другими элементами конструкции газогенератора;
- разработать методику расчёта теплового состояния футеровки топочной камеры газогенератора;

- создать конструкции газогенераторов обеспечивающие повышенную надёжность и ресурс работы футеровки;
- проанализировать процессы, протекающие в аэролифтах для выяснения причины повышенного расхода ресурсов;
- разработать конструкцию аэролифта, обеспечивающую снижение затрат на его эксплуатацию;
- провести анализ газодинамических процессов, протекающих в РС с целью выявления причины повышенного расхода ресурсов;
- разработать конструкцию РС, обеспечивающую снижение гидравлических сопротивлений в подводящем тракте и сопловом аппарате подачи сушильного агента, усовершенствовать внутреннюю аэродинамику распылительной сушилки, обеспечивающую снижение затрат на её эксплуатацию;
- разработать схему рекуперации тепла парогазовой смеси удаляемой из распылительной сушилки.

Научная новизна:

1. Разработаны физические и математические модели, а также новые подходы к инженерным методам расчетов тепловых процессов, сопровождающихся фазовым переходом - плавлением органических веществ с низкой теплопроводностью и увеличивающемся коэффициенте пропуска при фазовом переходе от твёрдого к жидкости (с просветляющейся жидкой фазой) под действием одновременно светового излучения и тепловой энергии.
2. Разработаны физические и математические модели, а также новые инженерные методы расчетов тепловых процессов, сопровождающихся фазовым переходом – конденсацией пара в рекуперативном теплообменнике с изменяющейся по его длине температурой разделительной стенки, составляющие основу методологии выбора схемы и параметров устройства для утилизации тепловой энергии паровоздушной смеси.
3. Сформулирована задача и получены аналитические выражения для координатных функций, описывающих дистанционное поглощение мощности излучения источника твёрдой и жидкой фазой СЖК через плоский, кольцевой и сферический зазор
4. Разработаны принципиально новые способы расплавления СЖК внутренним и внешним облучением через полиэтиленовую стенку контейнера, а также устройства источников излучения на основе галогенных ламп.
5. Разработана методика исследований и получены экспериментальные данные по светимости и тепловым характеристикам кварцевых трубчатых излучателей с галогенными лампами.
6. Разработана методика расчета скорости проплавления канала в СЖК погружаемым контактным нагревателем, позволяющая определять влияние температуры нагревателя, его давления на расплавляемую поверхность и начальной температуры СЖК на скорость процесса.

Практическая значимость:

1. Разработаны новый высокоэффективный контактный нагреватель для плавления органических веществ.
2. Разработан новый способ и устройство для плавления органических веществ с низкой теплопроводностью и увеличивающимся коэффициенте пропуска при фазовом переходе от твёрдого к жидкости, под действием одновременно светового излучения и тепловой энергии, обеспечивающие высокую энергоэффективность.
3. Разработан компактный теплообменник для эффективной утилизации тепловой энергии паровоздушной смеси, удаляемой в атмосферу из распылительной сушилки.
4. Предложенные конструкции генераторов топочных газов обеспечивают достижение низких уровней рабочих температур футеровки, надёжность её работы, а также открывают широкие перспективы в плане повышения мощности газовой горелки при сохранении геометрических размеров топочной камеры.

5. Разработана новая конструкция аэролифта, позволяющая существенно снизить гидравлические потери и эксплуатационные затраты.
6. Разработана конструкция распылительной сушилки, обеспечивающая снижение гидравлических сопротивлений в подводящем тракте и сопловом аппарате подачи сушильного агента.
7. Разработаны ресурсосберегающие конструкции распылительной сушилки на основе использования пористых структур.

Практическая значимость результатов диссертационной работы подтверждена полученными патентами и свидетельствами, а также актами о реализации.

Положения выносимые на защиту:

1. Комплексный подход к проблеме ресурсосбережения производства СМС, включающий в себя основные ресурсозатратные этапы.
2. Принципиально новый способ плавления веществ, а также устройства источников излучения на основе галогенных ламп.
3. Экспериментальные данные по спектральным и интегральным характеристикам пропускания и поглощения жидкой и твердой фазы СЖК.
4. Конструкция излучателя, используемого в качестве насадки для контактного погружаемого нагревателя позволяющего добиться высокой скорости плавления СЖК при минимальных затратах ресурсов.
5. Инженерная методика расчета скорости проплавления канала в СЖК погружаемым контактным нагревателем, основанная на эмпирических данных и позволяющая определять влияние температуры нагревателя и его давления на расплавляемую поверхность, начальной температуры СЖК на скорость процесса.
6. Конструкции газогенераторов, обеспечивающие достижение низких уровней рабочих температур футеровки топочной камеры.
7. Конструкция аэролифта, обеспечивающая ресурсосбережение.
8. Результаты моделирования тепловых процессов, сопровождающихся фазовым переходом – конденсацией пара в рекуперативном теплообменнике с изменяющейся по длине температурой разделительной стенки и плавлением химических продуктов с просветляющейся жидкой фазой под действием одновременно светового излучения и тепловой энергии.
9. Конструкция компактного теплообменника для утилизации тепла паровоздушной смеси выбрасываемой в атмосферу распылительной сушилкой.
10. Ресурсосберегающие конструкции распылительной сушилки на основе использования оптимальной организации газовых потоков.

Апробация работы. Основные материалы диссертации представлялись в докладах на: 4-й Международной практической конференции-выставке «Технологии ремонта, восстановления, упрочнения и обновления машин, механизмов, оборудования и металлоконструкций», проходившей 16-18 апреля 2002 г., г. Санкт-Петербург; 5th World Conference on Detergents, October 13-17 2002 Montreux, Switzerland; 6th World Surfactants Congress, CESIO, 20-23 June 2004, Berlin, Germany; конференции: «Состояние и приоритеты использования ГХФУ, ГФУ и природных хладагентов, снижение их эмиссий и содержания в системах» 4 февраля 2015 г, СПб.

Личный вклад. Все основные положения, результаты и выводы выполнены лично автором или под его руководством. Личный вклад состоит в постановке проблемы и задач исследований. Лично осуществлены: обработка и обобщение экспериментальных данных; результаты моделирования тепловых процессов – с соавторами; экспериментальное обоснование принятой физической и математической моделей для расчёта процесса плавления СЖК световым облучением – с соавторами; разработка инженерных методик расчета процессов и аппаратов для плавления СЖК – с соавторами; разработка научно-обоснованных технических решений для аппаратов плавления СЖК, аэролифта и распылительной сушилки; внедрение результатов исследований на производстве.

Публикации. По теме диссертации опубликованы 44 печатные работы, в том числе 19 публикаций в журналах, входящих в Перечень ведущих изданий, рекомендованных ВАК. По теме

диссертации получено 9 патентов и свидетельств. Результаты исследований по теме диссертации вошли в две монографии.

Содержание работы:

Во введении на основе анализа современного состояния вопроса обосновывается выбор направления исследования и актуальность диссертационной работы.

В Главе 1 дан обзор опубликованных работ по характеристикам технологического процесса и непроизводительных потерях энергии и других ресурсов в операциях плавления СЖК. Систематизированы и сопоставлены методы нагрева и плавления СЖК. Проанализирована предельная скорость процесса нагрева синтетических жирных кислот контактным методом подвода тепловой энергии, предложены новые конструкции контактных нагревателей, экспериментально проверена их эффективность (рисунок 1, таблица 1).

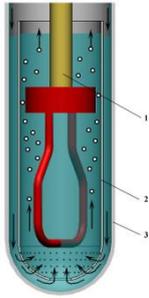


Рисунок 1 - Внешний вид основных элементов трубы-кипятильника с гейзерным эффектом.

1 - штанга с нагревателем (ТЭНом); 2 - тонкостенная вставка со сферическим наконечником; 3 - корпус трубы-кипятильника

Из таблицы 1 видно, что труба с устойчивым гейзерным эффектом обеспечивает значительно большую скорость проплавления и величину коэффициента теплопередачи, чем труба без него.

В качестве умеренно оптимистической оценки можно принять, что при устойчивом гейзерном эффекте коэффициент теплоотдачи воды составляет около $5000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ (на трубе без гейзерного эффекта он оценивался в $3500 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$).

Таблица 1 - Значения коэффициентов теплопередачи от кипящей воды к плавящейся СЖК

Коэффициент теплоотдачи воды, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$	Коэффициент теплопередачи, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$	
3500 без гейзерного эффекта	288	÷ 339
3500 с гейзерным эффектом	312	÷ 372
5000 с гейзерным эффектом	320	÷ 385

Такая зависимость коэффициента теплопередачи от кипящей воды к плавящейся СЖК указывает на его зависимость от гидродинамических характеристик режима обтекания расплавом СЖК полусферического торца трубы.

Представлены экспериментальные данные по скоростям проплавления канала в твердой фазе СЖК контактными методами. На основе этих данных приведены зависимости, описывающие скорость проплавления как функцию от определяющих параметров. Оценены предельно достижимые скорости проплавления канала.

В Главе 2 получены спектральные характеристики пропускания слоев жидкой фазы, представленные на рисунке 2. Там же штриховой линией представлена зависимость от длины волны пропускания полиэтиленовой стенки толщиной 1 мм.

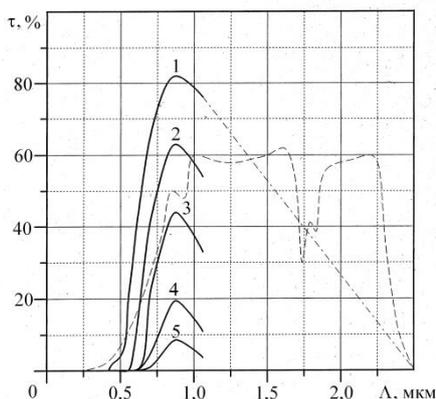


Рисунок 2 - Спектральная характеристика пропускания слоя толщиной 2 см (кривая 1), 5,5 см (кривая 2), 10 см (кривая 3), – 20 см (кривая 4), 30 см (кривая 5), 1,2 – эксперимент; 3,4,5 – расчет по полученным данным о коэффициенте ослабления. Штрих – пунктирная линия – экстраполяция до длин-

новолновой границы пропускания СЖК (2.5 мкм). Штриховая линия – пропускание полиэтиленовой стенки толщиной 1 мм.

Спектр пропускания жидкой фазы СЖК наилучшим образом соответствует спектру излучения галогенных ламп непрерывного свечения с границами спектра $0,25 \div 3,5$ мкм и с максимумом светимости при 0,8 мкм. Поэтому представляет интерес исследование интегрального пропускания слоев жидкой фазы СЖК именно по отношению к излучению галогенных ламп, способных обеспечить достаточно большие плотности светового потока.

Экспериментальное исследование пропускания СЖК для излучения галогенной лампы КГМ 24x250 проводилось методом сравнения мощности излучения, прошедшего через пустую кварцевую кювету и кювету с СЖК.

Наилучшее описание зависимости интегрального коэффициента ослабления от толщины слоя имеет вид

$$k = 0,7 x^{-0,7}, \quad (1)$$

где x – текущее расстояние от поверхности, на которую падает излучение, до любого выбранного сечения внутри слоя, перпендикулярного направлению распространения излучения [см].

При выбранной системе единиц коэффициент пропорциональности в формуле (1), равный 0,7, имеет размерность $\text{см}^{-0,3}$, тогда k определяется в см^{-1} . Из (1) можно описать зависимость пропускания от толщины слоя в виде

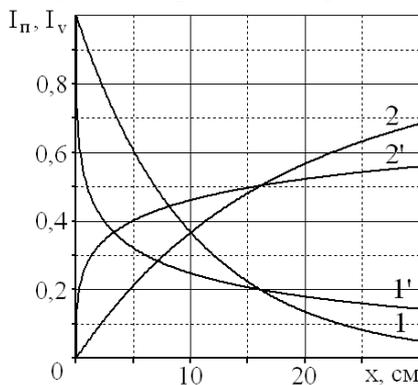
$$\tau = \exp(-kx) = \exp(-0,7 \cdot x^{0,3}) = I_n, \quad (2)$$

где I_n – координатная функция, которая в случае плоского слоя численно равна пропусканию.

Для определения координатной функции I_v , учитывающей поглощенную слоем жидкой фазы тепловую мощность можно использовать определенный интеграл вида

$$I_v = \frac{1}{x_0} \int_0^x [1 - \tau(x)] dx = 1 - \frac{1}{x_0} \int_0^x \exp(-0,7 x^{0,3}) dx \quad (3)$$

Зависимость $I_v(x)$ была рассчитана с использованием численного интегрирования. Результаты расчетов представлены на рисунке 3. На этом же рисунке представлена зависимость



$I_n(x)$ в виде (2). Обе кривые $I_v(x)$ и $I_n(x)$ для сравнения представлены для двух случаев: при постоянном коэффициенте ослабления, равном $k = 0,1 \text{ см}^{-1}$, и при k , описываемым зависимостью (1).

Рисунок 3 - Зависимость координатных функций I_n (кривые 1 и 1') и I_v (кривые 2 и 2') от толщины слоя жидкой фазы. Кривые 1 и 2 соответствуют постоянному коэффициенту ослабления $k = 0,1 \text{ см}^{-1}$; а 1' и 2' построены с учетом зависимости $k = 0,7 x^{-0,7} \text{ см}^{-1}$.

Можно сделать вывод, что зависимость от координаты коэффициента ослабления k оказывает существенное влияние на вид функций $I_n(x)$ и $I_v(x)$. При толщинах слоя жидкой фазы менее ~ 16 см для наилучшего воздействия излучения на поверхность твердой фазы выгоднее иметь дело с веществом, обладающим постоянным значением коэффициента ослабления, равным $k = 0,1 \text{ см}^{-1}$, однако при более толстых слоях (свыше 16 см) – наоборот, уменьшение коэффициента ослабления создает более выгодные условия для облучения твердой фазы. Применительно к поведению функции I_v наблюдается противоположная картина.

Главный вывод по полученным данным, сводится к тому, что СЖК представляет собой достаточно удобный материал для нагрева и плавления методом облучения. Это обусловлено достаточно большой глубиной проникновения излучения сквозь толщу жидкой фазы и вместе с тем достаточно эффективным поглощением излучения даже относительно тонкими слоями (3 – 5 см) жидкой фазы.

Аналогичным образом были проведены измерения интегрального пропускания для твердой фазы СЖК, было установлено, что интегральное пропускание слоев составляет $\tau=0,32$. Это более чем в три раза превосходит спектральное пропускание слоя твердой фазы толщиной 3×10^{-4} м (300 мкм) на длине волны $1,06 \times 10^{-6}$ м (1,06 мкм).

Пропускание твердой фазы увеличивалось с ростом длины волны. Возможно, большая часть прошедшей мощности излучения при измерении интегрального пропускания относится к длинноволновому излучению (в ближней инфракрасной области спектра $\sim 1,0 \div 2,5 \times 10^{-6}$ м (1 ÷ 2,5 мкм)). При малейших признаках начала расплавления тонкой пленки твердой фазы в случае приближения к ней нагретого источника наблюдалось быстрое повышение пропускания до значения $\tau=0,43$. Пропускание слоя твердой фазы толщиной 1,8 см составило менее $1,7 \cdot 10^{-3}$ ($\tau \approx 0,17\%$).

В заключение были проведены измерения интегрального пропускания стенки из полиэтилена высокого давления толщиной $2,0 \times 10^{-3}$ м (2 мм), которое составило $\tau_n=0,3$. При проведении опытов с полиэтиленом низкого давления его пропускание оказалось равным $\tau_n=0,15$.

Важнейшей характеристикой, определяющей скорость проплавления и конечную эффективность применения метода светового облучения для плавления СЖК, является интегральный коэффициент поглощения поверхности твердой фазы именно в том спектральном диапазоне, который соответствует спектру излучения галогенной лампы. В результате получено значение коэффициента отражения $\sim 0,1$, что соответствует коэффициенту поглощения СЖК $\alpha_s=0,9$.

Соответствующие измерения для поверхности полиэтилена показали, что его коэффициент отражения составляет $r_n \approx 0,07$, следовательно для стенки полиэтилена толщиной $2,0 \times 10^{-3}$ м (2 мм) коэффициент поглощения составит

$$\alpha_n = 1 - r_n - \tau_n = 0,63. \quad (4)$$

Полученные результаты означают, что, во-первых, излучение галогенной лампы на $\sim 30\%$ проходит через стенку, а еще 63% составят полезные потери на нагрев стенки. Важно, что потери на отражение поверхностью малы.

Полученные экспериментальные данные позволяют сделать вывод, что спектральные и интегральные характеристики пропускания жидкой фазы СЖК и высокое интегральное поглощение поверхности твердой фазы хорошо сочетаются, что обеспечивает предпосылки для эффективного и быстрого расплавления СЖК методом светового облучения. Установлено, что в конструкциях излучателей могут использоваться серийно выпускаемые галогенные лампы.

В Главе 3 представлены результаты исследований световых и тепловых характеристик излучателей, основанных на галогенных лампах, размещаемых в индивидуальных прозрачных корпусах в виде стеклянных и кварцевых пробирок. Информация о светимостях и выделяемых поверхностью излучателя тепловых потоках необходима для количественных расчетов достижимых скоростей плавления и для обоснованной оптимизации устройства для реализации способа облучения расплавляемого продукта.

Схема рабочей части излучателя представлена на рисунке 4.

Прозрачный корпус излучателя (ПК) предназначен для придания источнику излучения устойчивости при погружении в СЖК, для понижения уровня температуры на той поверхности излучателя, которая непосредственно контактирует с плавящейся СЖК, а также для сглаживания световых потоков и выравнивания температурных профилей по рабочей поверхности. Методика экспериментального исследования тепловых характеристик ПК основывалась на измерении распределения температур по наружной рабочей поверхности корпуса с последующим расчетным определением локальной плотности тепловых потоков

Введена угловая координата. Угол θ отсчитывается в плоскости yOz от оси z . При расположении датчика в плоскости xOy (при $z=0$) $\theta=90^\circ$. Если датчик размещается в плоскости yOz (при $x=0$), то $\theta=0^\circ$. При измерении температуры на боковой поверхности ПК координаты точки крепления термодпары составляют: x_T , r_n , причем текущее значение x_T зависит от высоты крепления, а $y = r_n$ соответствует наружному радиусу ПК.

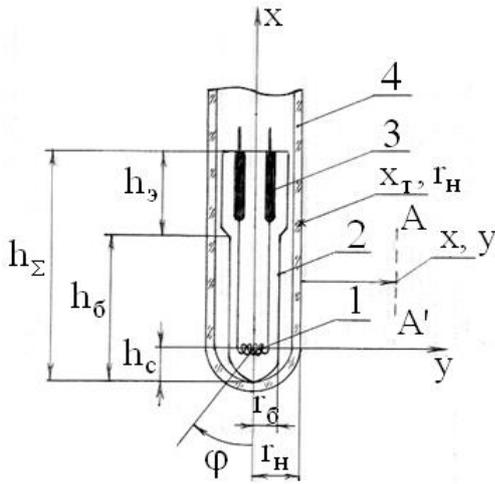


Рисунок 4 - Схема наконечника излучателя, состоящего из галогенной лампы в кварцевой трубке. 1 – спираль галогенной лампы; 2 – баллон лампы; 3 – электроды; 4 – кварцевая трубка.

Исключение составляет случай крепления термомпары на торце ПК – в нижней точке, координаты которой соответствуют $x_n = -(h_c + \Delta)$; $y = 0$; $z = 0$, h_c – расстояние от оси спирали до вершины баллона лампы в торцевой области (рисунок 4); Δ – толщина стенки ПК.

Исследовались два варианта излучателей: с лампами номинальной мощностью 100 Вт и 250 Вт.

Удельный тепловой поток, выделяемый в стационарном тепловом режиме областью с температурой

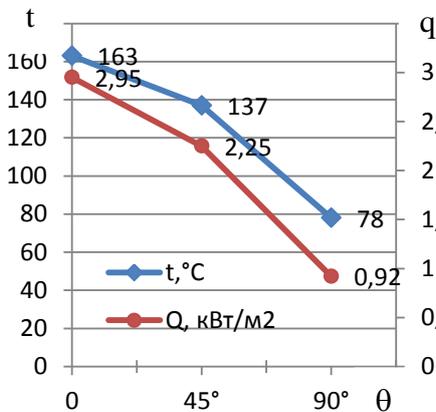
$t(x,y)$, локализованной в окрестностях точки с координатами x и y , может быть определен из соотношения

$$q[t(x,y)] = \alpha_k[t(x,y) - t_c] + q_l \quad (5)$$

где α_k – коэффициент конвективного теплообмена [Вт/(м²К)]; t_c – температура окружающей среды [К]; q_l – удельный тепловой поток, отдаваемый в окружающую среду излучением [Вт/м²].

Баллон лампы без ПК нагревается в среднем до ~573К (300°С), что исключает возможность ее прямого контакта с СЖК.

Плотность теплового потока в зоне размещения лампы достаточно постоянна и составляет в среднем ~ 2 кВт/м². За пределами размещения в ПК лампы плотность потока падает более, чем в два раза (до 0,8 кВт/м²).



Угловая анизотропия теплового потока для данного излучателя не превышает 10. Результаты исследований угловой зависимости температуры поверхности ПК на уровне спирали – при $x = 0$ представлены на рисунке 5.

По результатам исследований тепловых характеристик излучателей можно сделать выводы:

1. Угловая неравномерность распределения температур и тепловых потоков в излучателе с лампой номинальной мощностью 100 Вт незначительна. Максимальный перепад температур составляет 10К.

Рисунок 5 - Распределение температур и удельных тепловых потоков [кВт/м²] на поверхности ПК по угловой координате θ

2. При использовании лампы номинальной мощностью 250 Вт наблюдается заметный скачок температуры и удельного потока в области спирали. Для излучателя вариант 2 перепад температур между угловыми отметками $\theta=90^\circ$ и $\theta=0^\circ$ достигает 85К, а максимальный тепловой поток превышает минимальный более чем в 3 раза (рисунок 5).

3. В условиях естественной конвекции лучистые и конвективные коэффициенты теплоотдачи и соответствующие им тепловые потоки по величине примерно равны. Суммарный коэффициент теплоотдачи на рабочей поверхности ПК не выходит за пределы диапазона 15÷20 Вт/(м²К).

Зарегистрированная мощность P_n связана с поверхностной плотностью мощности светового излучения источника на наблюдаемом участке поверхности светимости q_0 соотношением:

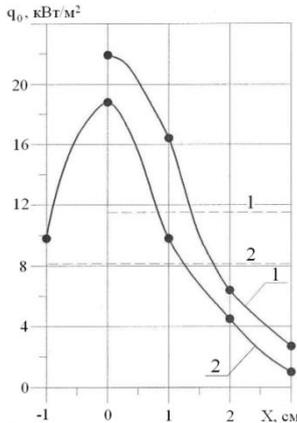
$$P_{\pi} = \psi \cdot \tau \cdot S \cdot q_0, \quad (6)$$

где ψ - угловой коэффициент; τ - пропускание оптической системы;

$S_{зр}$ - площадь входного зрачка регистрирующей системы [м^2].

Максимальная световая мощность достигает 52 Вт, можно определить максимальный световой КПД излучателя 100 Вт, который составит $\eta_{0\text{max}} = 52\%$.

Несмотря на то, что суммарная мощность (250 Вт) в 2,5 раз больше, суммарный лучистый поток с торца больше всего в $\sim 1,5$ раза (в среднем). Такой результат указывает на неравномерность распределения величин потоков и светимости в осевом и радиальном направлении. В угловом направлении неоднородность светимости излучателя 250 Вт существенна и различается более чем вдвое и максимальная абсолютная светимость на уровне спирали равна $18,7 \text{ кВт/м}^2$, что соответствует такому же световому КПД, как у излучателя 100 Вт.



На рисунке 6. представлены результаты исследований распределения светимостей рассматриваемых излучателей по осевой координате x (при угловой координате $\theta = 45^\circ$).

Таким образом, максимальная светимость кварцевых излучателей (около 20 кВт/м^2) почти на порядок превышает их удельную мощность поверхностных тепловыделений, что и обуславливает высокую эффективность методов светового облучения для расплавления СЖК.

Рисунок 6 - Осевые распределения светимостей боковых поверхностей излучателей на основе ламп мощностью 100 Вт (1) и 250 Вт (2). Штриховыми линиями указаны соответствующие значения светимостей торцевых поверхностей излучателей.

Выводы по результатам исследований светимости:

1. Основное отличие заключается в том, что распределение светимости по поверхности ПК характеризуется большими неравномерностями, чем распределение тепловых потоков;
2. Отсутствие световой анизотропии в угловом направлении в варианте 1 коррелирует с равномерностью температур и тепловыделений по угловой координате. В варианте 2 наличие угловой анизотропии светимости полностью соответствует анизотропии тепловых характеристик;
3. Светимость излучателя с лампой накаливания 100 Вт практически на всех участках поверхности превышает светимость излучателя большего диаметра с лампой мощностью 250 Вт, т.е. светимость излучателя определяется не столько мощностью лампы, сколько площадью поверхности ПК. Излучатель, независимо от мощности лампы и диаметра ПК, имеет световой КПД около 50%.

В Главе 4 представлены физическая и математическая модели процессов комбинированного воздействия на СЖК светового излучения и теплового потока. Разработан метод расчета процесса распространения границы раздела твердой и жидких фаз в направлении от источника светового и теплового потока для случаев различных конфигураций источника излучения.

Представлено экспериментальное обоснование принятой физической и математической модели для расчета процесса расплавления СЖК световым излучением, основанное на адиабатичности процесса поглощения энергии твердой фазой СЖК. Это допущение, проверенное экспериментально, основано на низкой теплопроводности и температуропроводности СЖК.

В случае адиабатического нагрева скорость продвижения границы раздела твердой и жидкой фаз определяется соотношением

$$\frac{dx}{d\tau} = V(\tau) = \frac{q}{W_1 \gamma} \cdot \Phi_i; \quad \Phi_i = \frac{S_d}{S_p}, \quad W_1 = c_T (t_f - t_0) + Q_0 \quad (7)$$

где dx – приращение толщи жидкой фазы [м]; Φ – геометрический фактор, определяемый конфигурацией объекта; W_1 – удельная полезная энергия, достаточная для нагрева 1 кг СЖК до температуры фазового перехода и для плавления, но без дальнейшего повышения температуры жидкой фазы [Дж/кг]; γ – плотность СЖК [кг/м³]; S_d – площадь поверхности источника, а точнее та ее часть, которая участвует в передаче энергии к СЖК (действующая площадь) [м²]; S_p – площадь раздела жидкой и твердой фаз [м²]; c_t – удельная теплоемкость твердой фазы СЖК [Дж/(кгК)]; t_ϕ – температура фазового перехода [К]; t_0 – начальная температура СЖК [К]; Q_0 – скрытая теплота плавления СЖК [Дж/кг].

Задача вычисления скорости плавления сводится к определению потока источника $q\Phi_i$, поглощаемого твердой фазой, который на первом этапе можно представить в виде суммы двух компонент

$$q\Phi_i = (q_n + q_k) \Phi_i \quad (8)$$

где q_n – поглощенный поверхностью твердой фазы удельный поток светового излучения [Вт/м²]; q_k – поглощенный удельный тепловой поток, подводимый к поверхности твердой фазы от жидкой фазы конвективно – кондуктивным способом [Вт/м²].

Общие выражения для компонент удельного потока имеют вид

$$\left. \begin{aligned} q_n \Phi_i &= \varepsilon \cdot q_0 \cdot I_n; \quad q_0 = \xi_0 q; \quad I_n = \Phi_i \exp[-k(x-r)] \\ q_k \Phi_i &= \left[\frac{\alpha_{\text{эф}}}{\alpha_k} \cdot q_v + \alpha_{\text{эф}} (t_n - t_\phi) \right] \cdot \Phi_i, \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где $\alpha_{\text{эф}}$ – эффективный коэффициент теплоотдачи от нагретой до температуры t_n поверхности источника к поверхности твердой фазы [Вт/(м²К)]; α_k – коэффициент теплоотдачи от поверхности источника в жидкую фазу [Вт/(м²К)]; t_ϕ – температура фазового перехода [К]; t_n – температура поверхности [К]; q_v – удельный поверхностный поток, определяемый поглощением жидкой фазой оптического излучения [Вт/м²]; q_0 – светимость источника [Вт/м²]; ξ_0 – световой КПД излучателя. Величина q_v может быть определена из соотношения $q_v = q_0 I_v$

Конвективный удельный тепловой поток q_t равен

$$q_m = \alpha_{\text{эф}} (t_n - t_\phi) \cdot \Phi_i = \frac{A}{\sqrt[4]{r}} (t_n - t_\phi) \cdot \varphi_i; \quad \varphi_i = \Phi_i \cdot F_i; \quad (10)$$

где A – коэффициент, определяющий интенсивность естественной конвекции в слое жидкой фазы, в рассматриваемом случае $A = 133$, если перемещения измеряются в 10⁻²м (см); F_i – безразмерный коэффициент, зависящий от конфигурации источника излучения.

Выражение для мгновенной скорости перемещения границы раздела твердой и жидкой фаз получено в виде

$$V(\tau) = V_0 \left[\varepsilon I_n + \frac{A \varphi_i}{\alpha_k \sqrt[4]{r}} I_v + \frac{q_t}{q_0} \right]; \quad V_0 = \frac{q_0}{W_1 \gamma} \quad (11)$$

Амплитудное значение скорости V_0 не всегда может рассматриваться как начальное, поскольку сумма в квадратных скобках может быть меньше единицы, например, при $\varepsilon \ll 1$, или больше единицы, в частности при малых q_0 и больших α .

На рисунке 7 представлены, соответственно, зависимости от времени скоростей и глубин проплавления толщи СЖК при разных конфигурациях погруженного в него источника излучения и тепловой энергии.

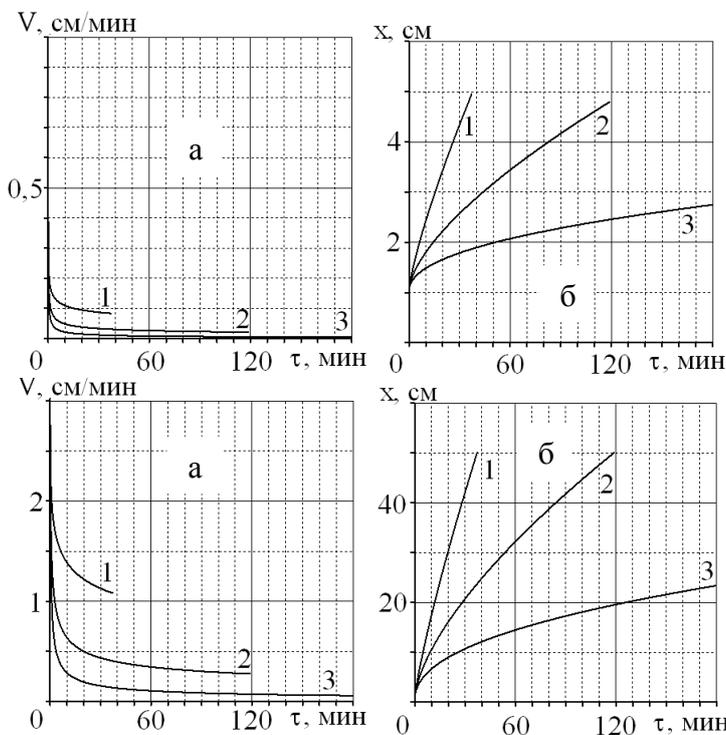


Рисунок 7 - Зависимость от времени скорости плавления – рис. а и толщины слоя жидкой фазы – рис. б для плоского (1), цилиндрического (2), и сферического (3) источников тепловой энергии.

Предложенная методика представляет собой алгоритм решения нелинейной задачи, хотя основу ее составляет аналитическое описание процесса в каждый момент времени. По результатам расчетов, можно сделать вывод о том, что метод светового облучения может обеспечить скорости процесса на порядок выше, чем метод нагрева.

Рисунок 8 - Зависимость от времени скорости плавления – рис. а и толщины слоя жидкой фазы – рис. б для плоского (1), цилиндрического (2), и сферического (3) источников излучения и тепловой энергии

В Главе 5 показано, что метод светового облучения погружаемым источником обеспечивает существенные преимущества по всем показателям по сравнению с методом расплавления погружаемым контактным нагревателем при почти той же потребляемой мощности (таблица 2).

Высокие показатели реализованы при использовании комбинированного внутреннего и внешнего облучения (вар. 8). Наилучший результат достигается в вар. 4 (внутренний неподвижный), где при минимальном времени расплавления обеспечивается КПД более 60% при невысоких энергозатратах. Однако в вар. 2 (внутренний движущийся) при почти вдвое большем времени процесса реализуется максимальный КПД 88%. Этот вариант можно рассматривать как образец экономичного процесса.

Таблица 2 - Характеристики эффективности процесса расплавления при разных способах подвода энергии

Номер варианта	Время расплавления, с (мин)	Средняя массовая скорость расплавления, $\times 10^{-5}$ кг/с (кг/час)	КПД процесса, %	Удельная затраченная энергия, МДж/кг ($\frac{\text{кВт}\cdot\text{час}}{\text{кг}}$)
1- ЭН 110 Вт ВнДв	13800 (230)	8(0,287)	24,3	1,375 (0,382)
2- ГЛ 100Вт ВнДв	4200 (70)	26,1 (0,94)	88	0,382 (0,106)
3- ГЛ 250 Вт ВнДв	3300 (55)	33,3 (1,2)	44,7	0,749 (0,208)
4- ГЛ 250 Вт ВнНд	2400 (40)	45,8 (1,65)	61,4	0,547 (0,152)
5- ЛН 100 Вт Нар	16800 (280)	6,6 (0,236)	22	1,530 (0,425)
6- ГЛ 250 Вт Нар	8700 (145)	12,6 (0,455)	17	1,976 (0,549)
7- ГЛ 250 Вт ВнНд2	4200 (70)	40,6 (1,46)	54,3	0,619 (0,172)
8- 2 \times ГЛ 250 Вт Комб	2400 (40)	75 (2,7)	47,5	0,706 (0,196)

Таблица 3 - Характеристики эффективности процесса расплавления СЖК при двух способах подвода энергии

Характеристика процесса	Источник энергии	
	кварцевый излучатель	контактный нагреватель
Потребляемая мощность, P_{Σ} , Вт	100	110
Конечная температура расплава, t_k К (°С)	363 (90)	363 (90)
Время расплавления всего объема, τ_k , с (мин)	4200 (70)	13800 (230)
Средняя массовая скорость плавления, M , 10^{-5} кг/с (кг/час)	26 (0,94)	8,1 (0,29)
Удельные энергозатраты, W_3 , МДж/кг(кВт-час/кг)	0,396 (0,11)	1,368 (0,38)
КПД процесса, η , %	88	24
Средняя линейная скорость проплавления канала, \bar{V} , 10^{-5} м/с (см/мин)	16,7 (1,0)	1,67 (0,1)
Контактный коэффициент теплообмена, α_k , Вт/(м ² К)	-	75
Эквивалентный коэффициент теплообмена, $\alpha_{эк}$, Вт/(м ² К)	750	-
Показатель выигрыша, $n = \alpha_{эк}/\alpha_k$	10	-
Диаметр проплавленного канала через 70 минут после начала процесса, мм	110	40

По скорости проплавления канала в СЖК метод светового облучения на порядок превосходит возможности контактного метода. В таблице 3 сопоставлены характеристики эффективности двух способов расплавления СЖК.

В Главе 6 описана практическая реализация метода светового облучения для расплавления СЖК в реальных крупногабаритных контейнерах. Осуществлено применение разработанного метода расчета для проектирования погружаемого излучателя и интерпретация результатов натурных экспериментов.

Рабочий излучатель построен по схеме параллельно установленных излучателей, каждый из которых представляет собой галогенную лампу в корпусе (пучковая конструкция излучателя).

Экспериментальная проверка показала, что применение данного излучателя позволило проплавливать канал глубиной 1 м за 5–6 ч, что в 3 раза меньше, чем необходимо для проплавления канала контактным нагревателем. При этом мощность установки увеличена всего на 7% относительно энергозатрат контактного нагревателя, а потребляемая энергия для проплавления канала снижена в 2,8 раза. Экономический эффект на 100 тонн готовой продукции составил:

- за счет снижения энергопотребления - 5,6 тыс. руб,
- за счёт отсутствия простоев вагонов - 200 тыс. руб.

В Главе 7 описано решение проблемы повышенного расхода ресурсов при применении высокоэффективной вихревой горелки вместо осевой горелки, что приводит к резкому изменению характера теплового нагружения топочной камеры. Результатом является быстрая потеря работоспособности футеровки и необходимость проведения частых ремонтов со значительными ресурсными затратами.

Для решения данной задачи была разработана методика расчета теплового состояния футеровки, проведен анализ излучательной и поглощательной способности продуктов сгорания природного газа.

Разработка такой методики начата с расчета параметров лучистого теплообмена. В топочной камере пламя горелки окружено цилиндрической стенкой. Эта стенка, нагреваясь, сама излучает тепло, и это излучение частично поглощается газом. Поэтому тепловой поток, который получает стенка, определяется разностью между излучением газа и той части излучения стенки, которая поглощается газом

$$q_{л} = \varepsilon_{ст.эф} C_0 \left[\varepsilon_{г} \left(\frac{T_{г}}{100} \right)^4 - A_{г} \left(\frac{T_{ст}}{100} \right)^4 \right], \quad (12)$$

где,

$C_0 = 5,67 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ - коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела (постоянная Стефана-Больцмана);

$\varepsilon_{ст.эф}$ - условная, или эффективная, степень черноты поверхности стенки;

$T_{г}$ - температура газа, К;

$T_{ст}$ - температура стенки, К;

$\varepsilon_{г}$ - излучательная способность газа при температуре $T_{г}$;

$A_{г}$ - поглощательная способность газа при температуре $T_{ст}$.

Величина эффективной степени черноты стенки $\varepsilon_{ст.эф}$ находится между величиной степени черноты поверхности стенки $\varepsilon_{ст}$, учитывающей поглощение тепла при однократном падении луча, и единицей, соответствующей полному поглощению тепла при многократных отражениях от поверхности футеровки. Кроме того, $\varepsilon_{ст.эф}$ учитывает угол α падения луча на поверхность данного участка футеровки со стороны ядра пламени горелки. С достаточной точностью можно считать

$$\varepsilon_{ст.эф} = \frac{\varepsilon_{ст} + 1}{2} \sin \alpha. \quad (13)$$

Для поверхности футеровки, несколько загрязненной сажей, можно принять $\varepsilon_{ст} = 0,8$.

Излучательная способность продуктов сгорания с учетом только излучения H_2O и CO_2 может быть рассчитана по формуле

$$\varepsilon_{г} = \varepsilon_{H_2O} + \varepsilon_{CO_2} - \Delta\varepsilon. \quad (14)$$

Здесь величина $\Delta\varepsilon$ учитывает, что интервалы длин волн излучения H_2O и CO_2 частично совпадают, поэтому энергия излучения H_2O частично поглощается CO_2 и наоборот. При температурах, превышающих 1000 К, поправка $\Delta\varepsilon = \varepsilon_{H_2O} \cdot \varepsilon_{CO_2}$.

Излучательная способность отдельного газа определяется температурой, парциальным давлением и линейным размером излучающего газового слоя.

Для определения поглощательной способности газа при $T_{ст}$, требуется знание величины $T_{ст}$, для расчета которого необходимо знать поле температур футеровки. Для этого, в свою очередь, требуется решить систему уравнений теплового баланса, учитывающую все тепловые потоки, подводимые и отводимые от футеровки топочной камеры.

Для решения данной задачи вполне допустимо представить стенку топочной камеры как набор плоских пластин разной толщины, для которого будет справедлива следующая система уравнений теплового баланса при стационарной теплопроводности через пакет пластин

$$\left\{ \begin{array}{l} q = \varepsilon_{\text{ст.эф}} C_o \left[\varepsilon_{\Gamma} \left(\frac{T_{\Gamma}}{100} \right)^4 - A_{\Gamma} \left(\frac{t_{\text{ст}} + 273}{100} \right)^4 \right] - \alpha_{\Gamma} (t_{\text{ст}} - t_{\text{гп}}); \\ q = \frac{\lambda_i}{\delta_i} \Delta t_i; \\ q = \alpha_{\text{вв}} (t_{\text{м}} - t_{\text{вв}}), \end{array} \right. \quad (15)$$

где,

A_{Γ} - поглощательная способность газа при температуре $T_{\text{ст}}$;

$t_{\text{ст}}$ - температура поверхности футеровки, обтекаемой продуктами сгорания, по шкале Цельсия;

$t_{\text{гп}}$ - температура газового потока, обтекающего поверхность футеровки;

Δt_i - перепад температур на i -ом слое;

$t_{\text{м}}$ - температура поверхности стальной стенки, обтекаемой вторичным воздухом;

$t_{\text{вв}}$ - температура вторичного воздуха;

λ_i - теплопроводность i -го слоя;

δ_i - толщина i -го слоя;

α_{Γ} и $\alpha_{\text{вв}}$ - соответственно коэффициенты теплопередачи продуктов сгорания и вторичного воздуха.

Данная задача решалась итерационным методом. На каждом шаге итерации для полученной величины температуры стенки $t_{\text{ст}}$ вычислялась поглощательная способность продуктов сгорания A_{Γ} , и для этого значения A_{Γ} определяется поле температур.

Поле температур в многослойном пакете материалов вычислялось с помощью метода конечных элементов.

Сходимость итерационного процесса и, соответственно, точность получаемого решения в большей степени зависит от значения $t_{\text{ст}}$ и в меньшей от A_{Γ} . Это указывает на то, что, несмотря на имеющуюся неопределенность в вычислении величины A_{Γ} , точность полученных результатов вполне удовлетворительная.

С помощью разработанной методики были выполнены расчеты теплового состояния футеровки при различных режимах работы вихревой газовой горелки.

При проведении расчетов рассматривались три режима работы горелки, которые обеспечивали соответствующую температуру в ядре факела и в пристеночном слое. Температура вторичного воздуха оказывает слабое влияние на тепловое состояние стенки, и поэтому во всех случаях выбиралась равной 20°C . Значения расчетных температур приведены в таблице 5.

Таблица 5 - Расчетные значения исходных параметров

Режим	1	2	3
Температура в ядре факела, $^{\circ}\text{C}$	1500	1750	2000
Температура в пристеночном слое, $^{\circ}\text{C}$	1100	1250	1400

Результаты выполненных расчетов представлены на рисунке 9. Из анализа данных, представленных на этих рисунках, видно, что температура материалов футеровки значительно выше, чем температура обтекающего футеровку газового потока. Это указывает на то, что лу-

чистый тепловой поток очень большой и газовый поток в пристеночном слое не нагревает футеровку, а охлаждает ее!

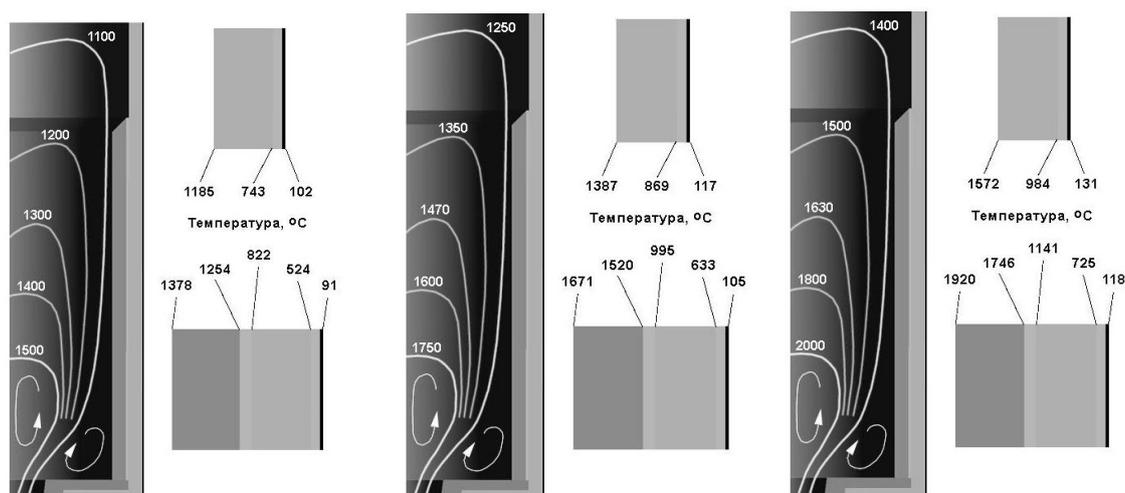


Рисунок 9 - Температурное поле стенки при 3-х режимах работы горелки.

Результаты расчетов также показывают, что при линейном росте температуры в ядре пламени и в пристеночном слое увеличение температуры материалов футеровки существенно нелинейное (приближается к температуре в ядре факела), в то время как температура металлической стенки растет почти линейно.

Длительная работа топочной камеры в таких условиях и при наличии частых теплосмен приводит к появлению и накоплению термических повреждений футеровки с необходимостью проведения регулярных ремонтов.

Снизить температуру футеровки можно различными способами.

Наиболее простой из них заключается в увеличении тепловой проводимости пакета футеровочных материалов, но это оказывается малоэффективным.

Поэтому был предложен способ решения этой задачи за счет отвода тепла с поверхности футеровки газовым потоком с низкой температурой – так называемая газовая завеса.

Газовая завеса образуется за счет части потока вторичного воздуха, подаваемого внутрь топочной камеры через специальный узел газовой завесы и обеспечивает существенное снижение тепловых нагрузок на футеровку топочной камеры. При этом она практически не влияет на процессы, протекающие в газовой горелке, так как создается в тонком пристеночном слое у футеровки. Завеса формируется по периметру подовой части топочной камеры и направляется вверх. При этом из-за различной плотности газа, подаваемого в завесу, и топочных газов, истекающих из горелки, завеса сохраняется на достаточном протяжении на поверхности футеровки. Для повышения устойчивости газовой завесы при ее подаче в камеру обеспечивается тангенциальная закрутка газа.

Так как расход газа в завесу достаточно велик, то это перемешивание приводит к снижению температуры топочных газов в верхней части камеры.

Подина топочной камеры на большей своей части выполнена плоской, однако на периферии по всему периметру она имеет специальный профиль для устранения застойных зон топочных газов в стыке днища и цилиндрической стенки. Общий вид профилированной подовой части камеры показан на рисунке 10.

Установка на верхний торец топочной камеры специального аэродинамического стекателя позволяет существенно снизить уровень динамического нагружения корпуса камеры при обтекании торца камеры газовыми потоками. А это, в свою очередь, обеспечивает уменьшение уровня вибраций корпуса. Кроме того, установка стекателя приводит к уменьшению гидравлических сопротивлений в кольцевом канале газогенератора.

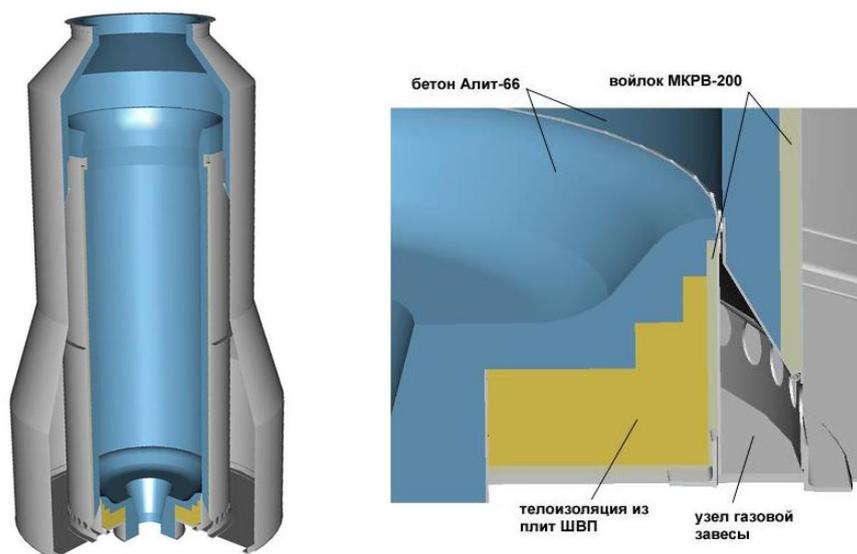


Рисунок 10 - Общий вид модернизированной топочной камеры и подовая часть топочной камеры.

Узел газовой завесы (рисунок 10) состоит из тороидального коллектора, проходящего по периметру нижнего торца корпуса, и соплового блока.

Важным преимуществом использования газовой завесы является возможность применения в качестве футеровочных материалов более дешевых и технологичных термостойких бетонов.

Для оценки теплового состояния бетонной футеровки использовалась методика, которая была модифицирована с целью учета теплового состояния крепежных анкеров, расположенных в толще бетона и играющих роль тепловых мостов.

Для расчетов были взяты значения теплопроводностей, представленные в таблице 6.

Таблица 6 - Теплопроводности материалов топочной камеры

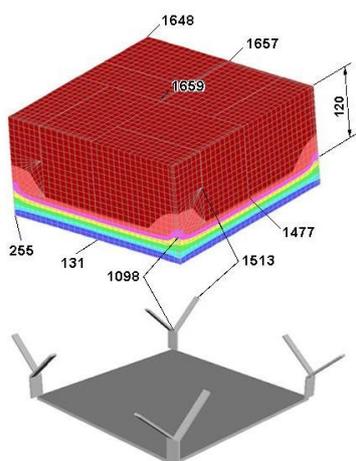
Материал	Бетон Алит-66	Войлок МКРВ-200	Ст 20Х23Н18
Теплопроводность λ , Вт/(м К)	1	0,04	20

Граничные условия соответствовали расчетному режиму работы горелки, при котором температура в ядре пламени составляет 2023 К (1750 °С). Температура вторичного воздуха 293 К (20 °С), коэффициент теплопередачи продуктов сгорания 40 Вт/м²К, а вторичного воздуха 14 Вт/м²К.

С целью повышения точности расчетов для решения рассматриваемой задачи была разработана трехмерная конечно-элементная модель, которая соответствует участку стенки топочной камеры с расположением анкеров, показанным на рисунке 11. Потребность в разработке такой модели возникла из-за большой неравномерности температурного поля бетонной футеровки с анкерами. При этом модель включает только половину каждого анкера, разрезанного вдоль. С помощью данной модели были выполнены расчеты температурных полей многослойной стенки топочной камеры, описанной выше конструкции. Результаты расчета представлены на рисунке 11.

Анализ температурного поля, изображенного на рисунке 12 показывает, что его неравномерность весьма существенна. Это оправдывает необходимость решения трехмерной задачи.

На рисунке 12 указаны температуры (в градусах Цельсия) в характерных точках стальной стенки, анкеров и футеровки. Видно, что максимальный нагрев стенки осуществляется на



участке, где установлен анкер. Впрочем, промежуток между анкерами оказывается достаточным, чтобы вторичный воздух снял избыток тепла, и температура стенки оказывается в пределах нормы. Что касается самого анкера, то здесь ситуация более тяжелая. Температура анкера у основания уса составляет свыше 1273K (1000 °С), а у вершины превышает 1773K (1500 °С). Учитывая цикличность нагружения, возможно постепенное разрушение анкера в результате малоциклового усталости.

Рисунок 11 - Температурное поле бетонной футеровки

Температура футеровки лежит в диапазоне 1873-1973 К (1600-1700 °С), который является пределом огнеупорности для бетона. Уменьшить теплоподвод к анкерам можно различными способами. Наиболее простой состоит в снижении тепловой проводимости бетонного слоя за счет увеличения его толщины или путем организации газовой завесы в приповерхностном слое бетонной футеровки. Для анализа эффективности этих способов были решены две задачи. В первой задаче рассматривался слой бетонной футеровки увеличенной толщины. Для ее решения была построена трехмерная конечно-элементная модель, учитывающая, что слой бетона 150 мм. Граничные условия заданы те же, что и в предыдущем случае. Результаты расчета представлены на рисунке 12.

Во второй задаче рассматривалась футеровка с толщиной слоя бетона 120 мм, которая омывается газовой завесой. При этом использовалась трехмерная конечно-элементная модель, отличающаяся граничными условиями. В частности, предполагалось, что коэффициент теплопередачи воздуха в газовой завесе 20 Вт/м²К, а температура этого воздуха 373К (100°С). Результаты решения этой задачи также представлены на рисунке 12.

При решении обеих задач расчеты выполнялись методом конечных элементов для наиболее теплонапряженного сечения, находящегося в нижней части топочной камеры.

Анализ данных, представленных на рисунке 12 показывает, что увеличение толщины слоя бетона не приводит к существенному снижению температуры анкера. Это объясняется достаточно высокой теплопроводностью бетона.

Использование же газовой завесы дает значительное снижение температуры как футеровки, так и анкера, но окончательно «проблему анкеров» не снимает. Температура у вершины уса достигает более 1123К (850 °С), а у основания уса она остается выше 873К (600 °С).

Для дальнейшего уменьшения теплоподвода к анкеру требуется принятие специальных конструктивных мер, например, теплоизоляция тела анкера (например, путем наматывания на него войлока МКРВ-200, либо путем применения керамической обмазки) или выполнение верхней части анкера из более термостойкого материала, например, из керамики. Для реальной конструкции на основе полученных данных вершины анкеров были выполнены керамически.

Таким образом, результаты выполненного теоретического исследования теплового состояния футеровки топочной камеры показывают высокую эффективность использования защитных газовых завес для снижения рабочей температуры футеровки.

Учитывая большую сложность рассматриваемой тепловой задачи, с целью проверки расчетных методик, а также для оценки реального теплового состояния бетонной футеровки топочной камеры, снабженной узлом газовой завесы, было выполнено также экспериментальное исследование теплового состояния футеровки на реальной топочной камере, в условиях натурального эксперимента. Анализ полученных данных позволяет сделать следующие выводы:

1. Использование газовой завесы позволяет существенно снизить рабочую температуру футеровки и тем самым обеспечить ее долговечность на всех режимах работы горелки.

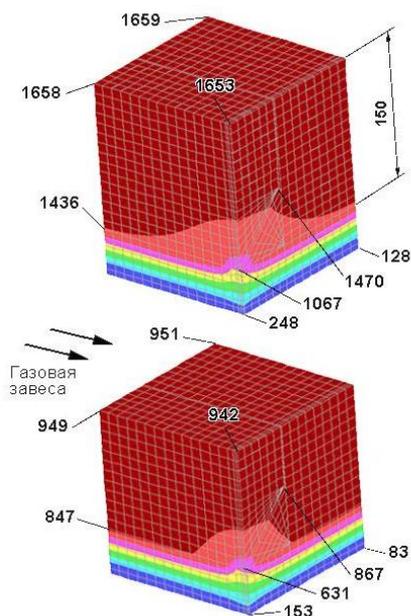
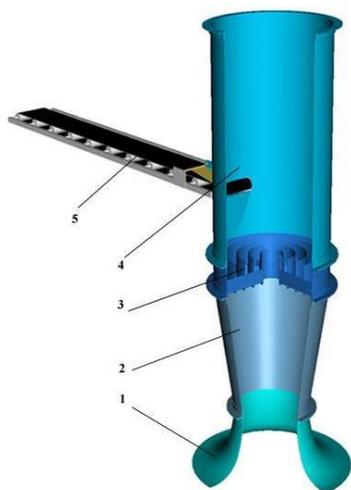


Рисунок 12 - Температурное поле бетонной футеровки

в канал в результате чего образуются налипания продукта на стенках аэролифта и их высокое гидравлическое сопротивление.

Решение проблем может быть достигнуто за счет обеспечения течения потока во входном устройстве и в начальной части канала аэролифта в режиме, близком к ламинарному. Общий вид предлагаемого входного устройства аэролифта показан на рисунке 13. Оно состоит из расположенных друг за другом входного коллектора 1, диффузора 2, хонейкомба (спрямляющей решетки) 3 и устройства ввода порошка 4. Подача порошка к аэролифту осуществляется питающим транспортером 5. Форма входного коллектора 1 обеспечивает безотрывное течение воздуха на входе в диффузор, образованный поверхностью вращения участка лемнискаты Бернулли который выбран из условия равенства нулю первой производной по переменной X , а минимальный радиус R_{\min} внутренней поверхности входного коллектора выбрали из соотношения $R_{\min}=b/2$, где b - высота входного коллектора. В точке сопряжения с цилиндрическим каналом радиус кривизны равен ∞ .



1 - входной коллектор, 2 - диффузор, 3 - хонейкомб,
4 - устройство ввода порошка, 5 - подающий транспортер

Диффузор 2 представляет собой конический расширяющийся участок трубы с углом конусности 8 градусов (рисунок 13). Данный угол выбран из условия минимизации гидравлических потерь в диффузоре и обеспечения высокой равномерности потока (безотрывного течения). Он служит для уменьшения скорости и повышения давления перед устройством ввода порошка.

Спрямоляющая решетка (хонейкомб) 3 обеспечивает выравнивание воздушного потока, разбиение крупных вихрей на мелкие и их гашение. Устройство ввода порошка 4 предназначено для подачи порошка непосредственно внутрь ка-

Рисунок 13 - Входное устройство аэролифта

Устройство ввода порошка 4 предназначено для подачи порошка непосредственно внутрь ка-

2. Разработанные расчетные методики обладают необходимой точностью ($\pm 2^\circ\text{C}$) и могут быть использованы при обосновании конструктивных параметров огневых агрегатов.

На основании проведенных исследований предложены перспективные схемы огневых агрегатов.

Экономический эффект за счет увеличения надежности новой конструкции газогенератора составил в расчете на 100 тонн готовой продукции:

- за счет снижения затрат на ремонты - 20 тыс. руб;
- за счет дополнительного производства продукции - 33,6 тыс. руб.

В Главе 8 описано решение проблемы ресурсосбережения при эксплуатации аэролифтов. Проведенный анализ показывает, что основными источниками повышенного потребления ресурсов является образование вихрей во входных отверстиях для входа воздуха и устройство ввода порошка

нала аэролифта, по которому этот порошок транспортируется воздушным потоком вверх в приемный бункер. Конечную формулу для определения гидравлических потерь во входном устройстве аэролифта можно

представить в виде:

$$\Delta P_{\text{вх.у}} = \frac{\rho v_0^2}{2} \left[\xi_{\text{тр.в.к.}} + \xi_{\text{тр.д.}} + \bar{\Delta P}_{\text{расш.}} \left(1 - \frac{1}{\bar{Fa}} \right)^2 + \frac{1}{\bar{Fa}^2} \xi_{\text{тр.хк}} \right], \quad (16)$$

где ξ - коэффициенты потерь на трение во входном коллекторе, диффузоре и хонейкомбе, Fa – площадь выходного сечения диффузора

Для оценки величин гидравлических потерь во входном устройстве аэролифта с помощью формулы (16) требуется предварительно оценить значение критерия Рейнольдса, реализуемое при течении газа. Исходя из того, что скорость потока в канале аэролифта находится в пределах 50÷75 м/с. Расчеты проводились по методике, для случая течения газа в цилиндрической трубе с трением при заданной величине отношения давлений на входе и выходе трубы.

Этим значениям скорости для условий аэролифта соответствуют значения чисел $Re = (2\div 3) \cdot 10^6$. С учетом этого, были получены оценки величин гидравлических потерь в различных элементах входного устройства. В соответствии с формулой (16) имеем

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{вх.у}} &= \frac{\rho v_0^2}{2} \left[\xi_{\text{тр.в.к.}} + \xi_{\text{тр.д.}} + \bar{\Delta P}_{\text{уд}} \left(1 - \frac{1}{\bar{Fa}} \right)^2 + \frac{1}{\bar{Fa}^2} \xi_{\text{тр.хк}} \right] = \\ &= \frac{\rho v_0^2}{2} (0,015 + 0,015 + 0,03 + 0,0045) = 0,0645 \frac{\rho v_0^2}{2}. \end{aligned} \quad (17)$$

Анализ структуры потерь показывает, что наиболее велики потери на расширение газа в диффузоре. Потери на трение во входном коллекторе и в диффузоре примерно равны. Таким образом, во входном устройстве аэролифта предлагаемой конструкции теряется примерно 6,5 % скоростного напора. Для сравнения оценили потери во входном устройстве аэролифта традиционной конструкции. Для таких диффузоров даже при всех прочих равных условиях потери на расширение будут примерно в 12 раз больше! То есть, потери напора только для одной составляющей будут достигать 37%. При этом следует иметь ввиду, что при больших углах раскрытия диффузора и отсутствии организованного ввода потока в него (коллектор) картина течения существенно меняется и другие виды потерь также резко возрастают.

Экономический эффект от внедрения новой конструкции аэролифта на 100 тонн готовой продукции составил за счет:

- увеличения производительности завода на 8% - 49,9 тыс. руб;
- снижения затрат на техобслуживание – 0,8 тыс. руб;
- снижения переработки налипшего порошка – 0,3 тыс. руб;
- снижения затрат на электроэнергию привода вентилятора – 1,5 тыс. руб.

Всего – 52,2 тыс. руб.

В Главе 9 проведен анализ газодинамических процессов, протекающих в распылительной сушилке (РС). Гидравлические потери и потери, связанные с налипанием порошка обусловлены прежде всего несовершенством аэродинамических процессов, протекающих в самой РС и элементах ее подводящего тракта. Для анализа причин повышенного расхода ресурсов, связанных с этими потерями, необходимо, проанализировать структуру гидравлических потерь на различных элементах подводящего тракта, а также проанализировать картину течений внутри РС.

Гидравлические потери в сопловом аппарате складываются из потерь в газораспределительном устройстве и в 24 прямоугольных соплах. Газораспределительное устройство (рису-

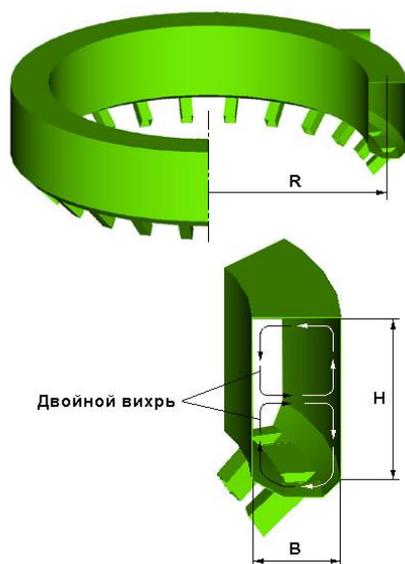
нок 14) образует кольцевой канал прямоугольного сечения с высотой H и шириной B . Воздух из расходной магистрали входит в этот канал тангенциально и далее движется по кольцу. При этом гидравлические потери связаны с трением воздуха о стенки канала и с поворотом потока:

$$\Delta p_{гр} = \Delta p_{тр} + \Delta p_{пов} . \quad (18)$$

Потери на трение могут быть определены с помощью формулы (19). Для вычисления же потерь, связанных с поворотом потока, необходимо учесть несколько обстоятельств.

$$\Delta p_{тр} = f \frac{L}{d} \rho \frac{u^2}{2} \quad (19)$$

где $f = \frac{0,3161}{Re^{0,25}}$ при $Re \leq 10^5$; $f = \frac{0,09}{Re^{0,143}}$ при $10^5 < Re < 3 \cdot 10^6$;



$$Re = \frac{u \cdot d}{\nu} \quad - \text{число Рейнольдса; } u - \text{ скорость пото-$$

ка; d - диаметр газовода; L - длина газовода; ν - кинематическая вязкость воздуха; ρ - плотность воздуха.

В тороидальных каналах с цилиндрическими стенками при повороте потока неизбежно появление поперечного (вдоль радиуса кривизны) градиента давления, приводящего к ускорению, а затем замедлению движения струй, примыкающих к внутренней поверхности канала. Обратная картина формируется для наружных струй воздуха. При малых B/H вследствие трения о верхнюю и нижнюю стенки канала связанное с этими явлениями вихреобразование усиливается и соответственно растут гидравлические потери на поворот.

Рисунок 14 - Схема газораспределительного устройства

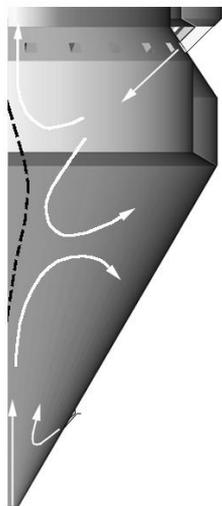
Результаты проведенного анализа показывают, что основные причины повышенных гидравлических потерь в данных элементах состоят в следующем:

1. существующее газораспределительное устройство имеет прямоугольное сечение, при этом соотношение ширины и высоты сечения таковы, что благоприятствуют формированию в нем паразитного парного вихря, при котором гидравлическое сопротивление прямоугольного кольцевого канала резко возрастает.
2. вход газа из кольцевого канала в прямоугольные сопла, расположенные по периметру его нижней части, осуществляется с поворотом потока на 90° без скругления обтекаемой входной кромки по периметру сопел, скругление же радиусом в несколько мм приводит к двукратному снижению гидравлических потерь.
3. выход горячего газа из сопел в объем РС происходит с большими гидравлическими потерями на удар при внезапном расширении газового потока.

Гидравлические потери в сопловом аппарате обусловлены и другими причинами (трение о стенки, местные гидравлические сопротивления и пр.). Однако возможности существенного влияния на эти составляющие гидравлических потерь достаточно ограничены. Необходимо особо отметить, что расход энергетических и других ресурсов в РС существующей конструкции будет резко возрастать при увеличении её производительности, что связано с увеличением расхода горячего газа, приводящему к квадратичному росту гидравлических потерь.

Налипание частиц порошка в процессе его сушки является важной причиной повышенного расхода ресурсов. Оно происходит при столкновении частиц между собой и со стенками РС. Такие столкновения становятся возможными при вихревом движении сушильного агента, которое возникает при его истечении из сопел кольцевого коллектора существующей традиционной конструкции.

Анализ внутренней аэродинамики конуса РС проведен с использованием теории свободной затопленной струи. Образование зоны повышенного давления вдоль оси РС в верхней части конуса оказывает существенное влияние на внутреннюю аэродинамику. На рисунке 15 показана картина наиболее вероятного распределения воздушных потоков и возникновения вихрей.

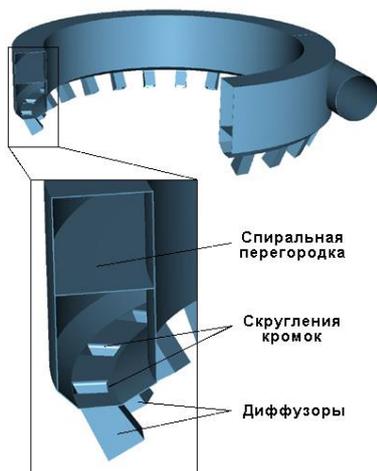


Из рисунка видно, что примерно половина горячего воздуха, обтекая зону повышенного давления (штриховая линия), поднимается вверх вдоль оси РС. Этот восходящий поток постепенно расширяется, унося падающие сверху частицы порошка от оси в сторону цилиндрической обечайки. Нижняя половина горячей струи, обтекая зону повышенного давления снизу, сталкивается с осевой струей холодного воздуха. В результате образуются два вихря, которые вовлекают падающие сверху частицы порошка в боковое движение. Такое движение способствует паданию порошка на стенку конуса.

Рисунок 15 - Картина наиболее вероятного распределения воздушных потоков и возникновения вихрей

Снижение гидравлических и тепловых потерь в газоходе может быть обеспечено сокращением его длины и существенным «сглаживанием» потока, за счет устранения поворотов под большими углами.

Гидравлические потери в кольцевом газораспределителе могут быть уменьшены путем устранения парного вихря за счет изменением геометрических параметров его проходного сечения путем поджатия струи при ее повороте. Наиболее простое конструктивное решение состоит в установке спиральной кольцевой перегородки в верхней части газораспределителя (рисунок 16). Эта перегородка обеспечит постепенное уменьшение площади проходного сечения газораспределителя при повороте воздушной струи, что снизит радиальный градиент давления и обеспечит равномерный подвод газа ко всем соплам. Таким образом, данная перегородка при сохранении существующей конструкции корпуса кольцевого газораспределителя явится своеобразным фальшпотолком, высота которого будет понижаться к концу кольцевого канала. Другим важным мероприятием, обеспечивающим уменьшение гидравлического сопротивления в газораспределительном устройстве является установка дополнительной вертикальной перегородки у входного патрубка газораспределителя. Реализация данного мероприятия обеспечит устранение кольцевого паразитного движения газа. Это позволит погасить окружающую составляющую скорости газа, повысить статическое давление, уменьшить потери в пристеночном пограничном слое и улучшить условия входа газа в сопла.



Одним из возможных мероприятий по совершенствованию подводящих сопел может явиться изменение их формы с квадратного сечения на круглое, что существенно уменьшит потери.

Рисунок 16 - Установка спиральной кольцевой перегородки в верхней части газораспределителя.

Как указывалось выше, рациональный профиль сопла должен обеспечить не только снижение гидравлического сопротивления, но и требуемые параметры газового потока, подаваемого внутрь РС. В частности, для уменьшения вихреобразования

внутри РС, необходимо снижать скорость потока, истекающего из сопла.

Результаты расчетов показывают, что предлагаемые мероприятия позволяют снизить гидравлические потери в подводящем тракте РС почти в два раза.

Значительная доля непроизводительного расхода ресурсов связана с явлением налипания частиц порошка на внутренние стенки РС. Данный процесс протекает настолько интенсивно, что требуется непрерывная механическая очистка или периодическое смывание водой. Помимо затрат энергии на привод этих устройств очистки затраты возникают в процессе переработки образующихся конгломератов порошка.

Имеются как минимум два пути снижения интенсивности налипания. Первый связан с обеспечением более интенсивного охлаждения порошка, а второй – с совершенствованием структуры газодинамических потоков внутри РС.

Вариант решения данной задачи состоит в организации подвода охлаждающего воздуха по всей поверхности конуса РС. Такое решение может быть обеспечено, например, при перфорации конуса несколькими десятками тысяч отверстий диаметром $1\div 2$ мм, тогда наряду с охлаждением конуса и порошка будет обеспечена воздушная подушка в пристеночном слое. Эта воздушная подушка даст равномерный восходящий поток, устраняющий процесс налипания порошка. Кроме того, будут устранены вихри в пристеночном слое конуса и уменьшено соударение частиц.

Возможно в качестве рубашки использовать сам корпус конуса РС. В этом случае внутри конуса устанавливается перфорированная структура, которая даст тот же эффект. В качестве перспективного мероприятия, предложено использовать пористую структуру из текстильного полотна, покрывающую всю внутреннюю поверхность конуса. В этом случае воздух подается в зазор между конусом и этой пористой структурой и затем попадает через нее во внутренний объем РС. Эффект от использования внутреннего конуса из полотна обеспечивался бы также за счет его колебаний (встряхиваний), которые неизбежно имели бы место из-за флуктуаций перепада давления.

Общий вид предлагаемого устройства с равномерным подводом охлаждающего воздуха внутрь конуса РС на основе пористой структуры в виде полотняного конуса показан на рисунке 17.

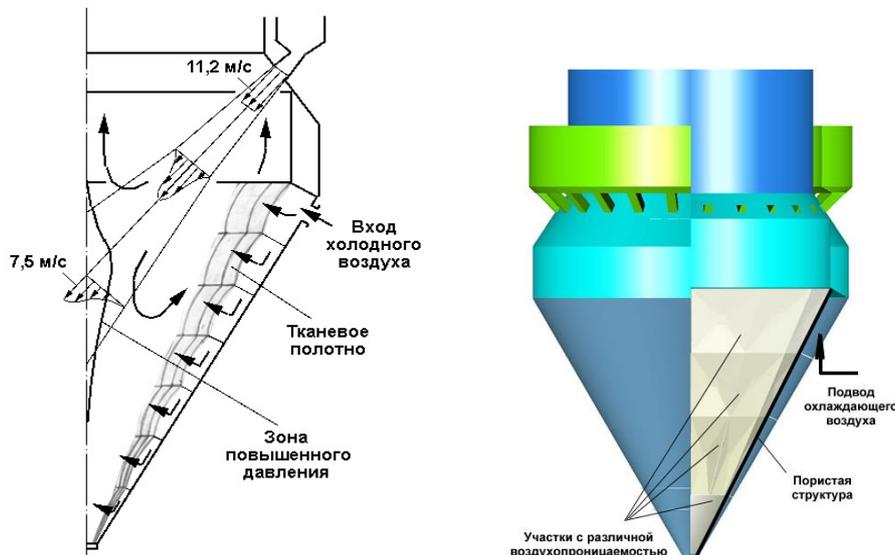


Рисунок 17 - Общий вид устройства с равномерным подводом охлаждающего воздуха внутрь конуса РС на основе пористой структуры в виде полотняного конуса

Выполненный анализ нагрузок с точки зрения температурного и прочностного режима эксплуатации предлагаемых решений, показывает, что проблем с точки зрения проч-

ности при создании пористой структуры в виде тканевого полотнища в конусе распылительной сушилки не существует. Несущую способность и необходимую форму при использовании любого тканевого полотнища можно обеспечить с помощью соответствующего силового набора из стеклотканевой ленты или другой высокомодульной ткани.

Экономический эффект на 100 тонн готовой продукции:

- от внедрения новой конструкции кольцевого газораспределителя и диффузора – 1,5 тыс. руб;
- от использования пористых структур для снижения налипания порошка за счет:
 - снижения затрат на электроэнергию привода скребков – 1,5 тыс. руб;
 - снижения переработки налипшего порошка – 1,5 тыс. руб.

В Главе 10 проведен анализ возможностей рекуперации тепла, удаляемого после процесса сушки с паровоздушной смесью, рассмотрены различные варианты реализации этого процесса.

Анализ собственных энергетических характеристик системы показывает, что вторичный воздух в идеальном случае может быть нагрет от 290 до 350К (17 ÷ 77°C) на летнем режиме работы и от 250 до 350К (-23 ÷ 77°C) на зимнем режиме, что соответствует максимальному подводу к нему теплового потока 978 кВт летом и 1630 кВт зимой.

Не существует стандартного теплообменного устройства, которое можно было бы использовать в данном случае, и, во-вторых, что среди существующих наибольший термический КПД обеспечивает кожухотрубный теплообменник противоточного типа, теплосъем может быть существенно увеличен при переходе к схемам с конденсацией.

Физическая картина теплообмена при наличии конденсации на внутренней поверхности усложняется по следующим причинам:

- неравномерностью температуры по длине рабочего участка трубы;
- пороговым характером срыва конденсации при перегреве трубы выше точки росы;
- наличием взаимного нелинейного влияния тепловых и конденсационных процессов;

Для решения задачи с учетом указанных выше особенностей процессов потребовалось разработать уточненную методику расчета теплообменника.

Уравнение теплового баланса на рабочем участке трубы с учетом тепловыделений при конденсации имеет вид

$$P_{\Sigma} = P + P_{\phi} = \alpha_n S (\bar{t}_w - \bar{t}_n), \quad (20)$$

где P_{Σ} - суммарный тепловой поток, передаваемый воздуху, охлаждающему наружную поверхность трубы;

P - тепловой поток, передаваемый от внутренней нагретой смеси воздуха и водяного пара;

P_{ϕ} - тепловая мощность фазового перехода, выделяющаяся при конденсации.

Тепловая мощность, передаваемая от паровоздушного потока внутри трубы к ее стенке за счет конвекции, определяется из соотношения

$$P = \alpha_b S (\bar{t}_b - \bar{t}_w). \quad (21)$$

В соотношениях (20) и (21) температуры \bar{t}_b , \bar{t}_w и \bar{t}_n соответствуют средним по длине трубы значениям.

На основании проведенных расчетов удобно записать выражение для P_{ϕ} в следующем виде

$$P_{\phi} = 10^{-3} \left(1 - \frac{P_k}{P_o} \right), \quad (22)$$

где P_k - давление водяного пара при температуре стенки трубы

\bar{t}_w , при которой реально проходит процесс;

P_o - давление насыщенных паров при $\bar{t}_w = 45^{\circ}\text{C}$, что соответствует реальному влагосодержанию в паровоздушном потоке внутри трубы.

Для оценки массового расхода конденсата M_k удобно пользоваться формулой

$$M_k = \frac{P_\phi}{r}, \quad (23)$$

где r - скрытая теплота конденсации.

Для получения замкнутой аналитической методики следует перейти от зависимости P_ϕ от давлений к соответствующим зависимостям от температур.

Казалось бы, наиболее естественной формой представления может служить зависимость вида

$$\frac{P_k}{P_o} = \left(\frac{T_k}{T_{wo}} \right)^b, \quad (24)$$

где T_{wo} - термодинамическая температура по шкале Кельвина,

при которой в данных условиях наступает конденсация

($T_{wo} = 273 + t_{wo} = 273 + 45 = 318 \text{ K}$);

b - эмпирический показатель стенки.

Однако, заданная постоянная величина T_{wo} приводит к тому, что при заметном отклонении (в сторону уменьшения) температуры стенки \bar{T}_{wo} от величины $T_{wo} = 318 \text{ K}$ нарастают погрешности аппроксимации.

Поэтому, не привязываясь к некоторой постоянной величине T_{wo} , была проведена аппроксимация, которая в конечном виде хорошо описывает зависимость P_k / P_o на всем рабочем температурном диапазоне; в конечном виде вместо формулы (22) можно записать

$$P_\phi^{(1)} = 10^{-3} \left[1 - 10^{-4} \left(\frac{\bar{T}_w}{190} \right)^{18} \right]. \quad (25)$$

Кроме того, из (22) и (23) следует

$$P_\phi^{(2)} = \alpha_H S(\bar{t}_w - \bar{t}_H) - \alpha_B S(\bar{t}_B - \bar{t}_w). \quad (26)$$

В соотношениях (25-26) верхние индексы в скобках указаны не только для удобства различения двух форм записи величины P_ϕ , а для удобства формализации алгоритма вычислений, который может быть описан в виде следующей последовательности действий:

1) По методикам, изложенным в работе, определяются температуры воздушных потоков и стенки на входном и выходном участках трубы и определяются величины

$$\left. \begin{aligned} \bar{t}_B &= \frac{t_o + t_{B1}}{2}, \\ \bar{t}_w &= \frac{t_{wo} + t_{w1}}{2}, \\ \bar{t}_H &= \frac{t_c + t_{HO}}{2} \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

2) По известной величине \bar{t}_w с помощью формулы (25) рассчитывается величина $P_\phi^{(1)}$, которая является первым приближением в определении истинного значения тепловой мощности, выделяющейся при конденсации.

3) По известным значениям \bar{t}_b , \bar{t}_w и \bar{t}_n определяется $P_\phi^{(2)}$ из (26).

Полученное значение является вторым приближением.

4) Из сравнения величин $P_\phi^{(1)}$ и $P_\phi^{(2)}$ определяется, в какую сторону следует изменить величину \bar{T}_w , уточняется температура, при которой осуществляется конденсация.

5) Далее повторяются расчеты мощностей до тех пор, пока вычисления по формулам (25-26) не сойдутся.

Для дальнейшего уточнения температуры воздушного потока на наружной поверхности рабочего участка трубы в выходном сечении используется уравнение

$$P_\Sigma = CM_n (t_{но} - t_c) \quad (28)$$

Аналитический расчет имеет свою область применения и свои ограничения, свои преимущества и недостатки по сравнению с численными расчетами. Так область его применения достаточно широка и ограничивается ситуациями, когда тепловыделения либо локализованы, либо имеют достаточно сложный характер распределения в осевом направлении. Даже наличие существенных нелинейностей не накладывает серьезных ограничений на возможности аналитического расчета, поскольку позволяют проводить вычисления последовательными приближениями.

Преимущества аналитического расчета наиболее полно проявляются в случае линейного распределения температур вдоль рабочего участка трубы, а особенно - при малой крутизне температурного профиля.

В случае реализации крутых профилей, а также при значительном усложнении расчетных соотношений (например, при анализе теплоотдачи от пучка труб) применение аналитического расчета становится малоудобным и громоздким. В таких ситуациях целесообразно использовать численную методику.

Таким образом, аналитический расчет целесообразно применять для проверки численной методики на стадии отработки программ расчета, а также для изучения наиболее характерных закономерностей процесса теплосъема при наличии конденсации.

Выводы по результатам расчетов: профили температур весьма пологие, например, при $t_c = +17^\circ \text{C}$ при $\alpha_b = 17 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ и $\alpha_n = 50 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ ($n = 0,34$) получим $\Phi_n - F_b = 0,012$

$$1 - \Phi_n = 0,873, \text{ следовательно } \Phi_n - F_b = 0,0137 (1 - \Phi_n).$$

Это указывает на возможность использования в балансных оценках среднеарифметических значений температур на входном и выходном сечениях.

Аналитические методы расчета позволяют получить решение только в частных случаях, когда граничные условия задачи соответствуют заданным критериям. Тепловой же расчет противоточного теплообменного аппарата требует задания самых произвольных граничных условий, таких как температуры паровоздушной смеси и холодного воздуха, скорости потоков, площади теплообмена, влагосодержание и температура конденсации и т.д. В этих условиях решение целесообразнее проводить численными методами.

Для решения тепловой задачи, сформулированной выше, был разработан численный алгоритм, в основу которого положено получение баланса следующих тепловых потоков:

- а) отбираемого от паровоздушной смеси конвекцией и конденсацией;
- б) передаваемого через стенку трубы;
- в) получаемого холодным воздухом.

При этом подбор энергетических параметров процесса осуществляется до тех пор, пока не будет получен самый энергетически экономный процесс. В результате определяются параметры процесса, обеспечивающие баланс тепловых потоков при минимальном уровне передаваемого тепла.

Для подтверждения правильности работы численного алгоритма проведена его апробация при значениях параметров процесса, имеющего точное аналитическое решение.

Результаты аналитических расчетов в сопоставлении с данными численного расчета приведены в табл. 7.

Результаты вычислений достаточно хорошо согласуются – относительная погрешность не превышает 5%, что указывает на возможность использования разработанного численного алгоритма в тепловых расчетах противоточного теплообменного аппарата.

Таблица 7 - Результаты аналитических и численных расчетов массового расхода конденсата M_k и суммарной утилизируемой тепловой мощности P_{Σ} для участка трубы длиной 36 м

	Лето, $t_c = +17^{\circ}\text{C}$		Зима, $t_c = -23^{\circ}\text{C}$	
	M_k , г/с	P_{Σ} , кВт	M_k , г/с	P_{Σ} , кВт
Аналитическая методика	45,5	212,5	173	503
Численная методика	43,3	208	168,4	501

Следующим этапом было исследование параметров компактного пластинчатого теплообменника для рекуперации тепла с учетом конденсации паровоздушной смеси.

Конструирование теплообменника включает в себя решение двух задач: 1) передачи тепла от паровоздушной смеси к вторичному воздуху, 2) формирование каналов для прохода газовых потоков таким образом, чтобы их гидравлическое сопротивление не превышало напорных характеристик имеющихся вентиляторов.

Компактные теплообменники обладают интересной и важной особенностью, которая может быть продемонстрирована, если теплопередачу единицы поверхности рассмотреть как функцию затрат механической энергии, идущих на преодоление гидравлического сопротивления той же единицы поверхности.

Теплопередача единицы поверхности при перепаде температур в 1 градус характеризуется коэффициентом теплоотдачи α , который для рассматриваемого в данной работе газового потока определяется следующим образом

$$\alpha = \frac{C_p \cdot \mu}{Pr^{2/3}} \frac{1}{d_3} (St \cdot Pr^{2/3}) Re \left[\frac{Вт}{м^2 К} \right], \quad (29)$$

где C_p - теплоемкость газа при постоянном давлении;

μ - динамическая вязкость газа;

d_3 - $4 \frac{S}{\Pi}$ гидравлический эквивалентный диаметр канала, по которому движется газ

между теплопередающими поверхностями;

S - площадь проходного сечения канала;

Π - смоченный периметр проходного сечения канала;

$St = \frac{\alpha}{G C_p}$ - число Стантона;

$G = u \cdot \rho$ - массовая скорость газового потока;

u - скорость газового потока;

ρ - плотность газа;

$Re = \frac{G \cdot d_3}{\mu}$ - число Рейнольдса;

$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda}$ - число Прандтля;

λ - коэффициент теплопроводности газа.

Затраты же энергии на единицу площади, идущие на преодоление сил трения газового потока о теплопередающие поверхности, зависят от коэффициента трения f и третьей степени числа Re :

$$E = \frac{\mu^3}{\rho^2} \left(\frac{1}{d_3} \right)^3 \cdot f \cdot Re^3 \left[\frac{Вт}{м^2} \right]. \quad (30)$$

Характерной особенностью является широкий диапазон изменения затрат энергии на трение при небольшом отличии в коэффициенте теплоотдачи для каждого вида теплопередающих поверхностей. Это означает, что компактные теплообменники при небольшом снижении коэффициента теплоотдачи позволяют уменьшить гидравлические потери в десятки раз.

Эта их особенность делает компактные теплообменники весьма перспективными при использовании их в системе утилизации тепла при производстве СМС.

Были выбраны геометрические характеристики оребренной поверхности (таблица 8). Такая поверхность в переходной области чисел Рейнольдса имеет достаточно высокие значения как коэффициента трения, так и параметры теплоотдачи.

Таблица 8 - Геометрические параметры оребренного плоско-параллельного канала

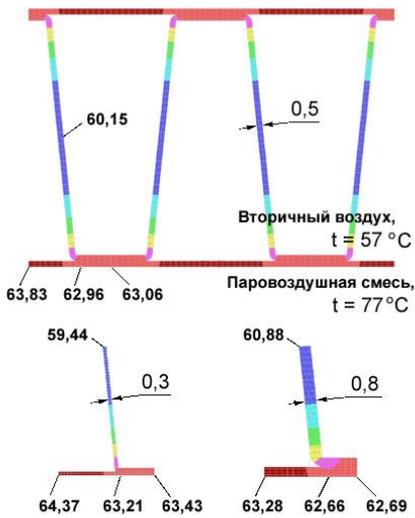
Параметр	Размерность	Величина
Высота канала (расстояние между панелями)	мм	19,05
Удельное число ребер	ребра/м	118,5
Гидравлический диаметр канала	мм	10,82
Толщина ребер	мм	0,813
Длина межреберного канала	мм	304,8
Отношение длины к диаметру		28,2
Отношение площади теплообменной поверхности к объему между панелями	$м^2 / м^3$	322,5
Отношение площади поверхности ребер к общей площади теплообмена		0,706
Длина контактной площадки оребрения с панелью	мм	5,72

Известная методика расчета компактных теплообменников, основана на использовании характеристик теплопередающих поверхностей, полученных экспериментальным путем. Ее использование, таким образом, ограничивает выбор конструктивных решений только теми поверхностями, на которые имеются экспериментальные данные. Поэтому в данной работе предлагается методика определения коэффициентов теплоотдачи с помощью численного эксперимента.

В основу методики положено определение температурных полей в оребренной конструкции, которые реализуются при стационарном процессе теплообмена при заданных граничных условиях. Расчет проводится методом конечных элементов. В качестве граничных условий задается температура газа, омывающего соответствующую поверхность, и местный поверхностный коэффициент теплоотдачи. Этот коэффициент теплоотдачи вычисляется исходя из условий обтекания каждой элементарной поверхности.

Пример рассчитанных тепловых полей представлен на рисунке 18. Этот расчет выполнен для конструкций, изготовленных из нержавеющей стали и имеющих разную толщину ребер. Из рисунка видно, что при одинаковых параметрах газового потока и геометрии каналов для разных толщин ребер реализованы разные процессы теплопередачи. В частности, температуры на внешних границах конструкций различаются существенно. Это означает, что эквивалентный коэффициент теплоотдачи поверхности также будет зависеть от толщины ребер.

Для определения эквивалентного коэффициента теплоотдачи поверхности температура по наружной поверхности панели осредняется.



Эквивалентный коэффициент теплоотдачи позволяет в дальнейших расчетах использовать только теплопередающие поверхности плоских панелей, разделяющих вторичный воздух и паровоздушную смесь. Это очень важно при решении задачи теплового баланса теплообменника с учетом конденсации водяного пара. Известная методика, изложенная в работе Кейса и Лондона, решить такую задачу не позволяет. В то же время она дала возможность провести апробацию предлагаемой методики, использующей численный эксперимент. Для этого с её применением были рассчитаны коэффициенты эффективности ребер и эквивалентные коэффициенты теплоотдачи для конструкции, представленной на рисунке 19.

Сравнение результатов с данными, полученными в численном эксперименте, указывает на высокую сходимость результатов (до второй значащей цифры), что подтверждает достаточную достоверность разработанной методики.

Рисунок 18 - Распределение температурных полей конструкций.

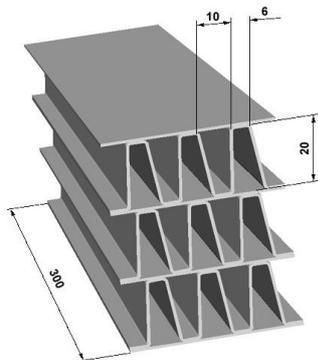
В качестве примера в таблице 9 представлены результаты расчета эквивалентных коэффициентов теплоотдачи для рассматриваемой конструкции в контуре вторичного воздуха.

Таблица 9 - Сравнение эквивалентных коэффициентов теплоотдачи в контуре вторичного воздуха

Материал ребер	Толщина ребер, мм	Коэффициент теплоотдачи	
		Рассчитан по методике [Кейса Лондона]	Рассчитан с помощью численного эксперимента
Нержавеющая сталь	0,8	166	160,1
	0,5	148	144,0
	0,3	139	131,8
Углеродистая сталь	0,8	186	182,2
	0,5	180	172,9
	0,3	169	166,0
Алюминий	0,8	196	193,6
	0,5	193	191,1
	0,3	191	190,1

Значения эквивалентных коэффициентов теплоотдачи от газа к поверхности панели, разделяющей вторичный воздух и паровоздушную смесь, позволяют свести задачу к расчету стационарного теплообмена через плоскую поверхность при противоточном движении газов. Задача решается методом, предполагающим нахождение такого баланса тепловых потоков, при котором бы реализовывался самый экономный с энергетической точки зрения процесс. При этом площадь поверхности теплообмена, где осуществляется конденсация пара, саморегулируется процессом отвода тепла в контур вторичного воздуха. Поскольку выбран противоточный теплообменник и реализуется конденсация пара, то термический КПД теоретически может быть максимально близким к 100 %.

В то же время, реальная конструкция теплообменника создается в условиях множества ограничений, среди которых главным являются напор вентилятора вторичного воздуха, конструкция подводящих и отводящих устройств, а также технологические возможности производителя. Поэтому расчет параметров теплообменника необходимо проводить методом последовательных приближений с учетом всех ограничивающих факторов. В отличие от кожухотрубных теплообменников компактный теплообменник с плоско-параллельными теплопередающими панелями много проще в изготовлении.



Рассмотрен вариант теплообменника с минимизацией гидравлического сопротивления в тракте вторичного воздуха.

Теплообменник с таким оребрением рассчитан на номинальный режим работы установки производства СМС. Параметры газовых потоков взяты такими же, как для расчета кожухотрубных теплообменников (таблица 10).

Рисунок 19 - Параметры оребрения компактного теплообменника.

Таблица 10 - Параметры газовых потоков на входе в теплообменник

Газ	Температура, °С	Объемный расход, м ³ /час	Площадь проходного сечения, м ²	Водяной эквивалент, Вт/К
Вторичный воздух	17/-23	49300	1,25	16300
Паровоздушная смесь	77	76000	1,27	21200

Таблица 11- Параметры рабочего процесса в плоско-параллельном теплообменнике

Материал ребер	Режим работы	Тепловой поток, кВт	Выход конденсата, г/с	Длина пленки конденсата, м	Термический КПД, %
Нержавеющая сталь	лето	862	64	1,4	88,1
	зима	1481	417	2,2	90,9
Углеродистая сталь	лето	889	71	1,2	90,9
	зима	1519	417	1,9	93,2
Алюминий	лето	902	74	1,1	92,2
	зима	1535	417	1,8	94,2

Поскольку термический КПД теплообменника существенно зависит от выбора материала, расчет выполнен для трех возможных металлов: нержавеющей стали, углеродистой стали и алюминия. При этом выбрано среднее значение толщины ребер - 0,5 мм. Результаты расчетов представлены в таблице 11. Они показывают, что плоско-параллельный компактный теплообменник не только обеспечивает приемлемое гидравлическое сопротивление в контуре вторичного воздуха, но и имеет больший термический КПД. Это обстоятельство позволяет отдать ему предпочтение при выборе типа теплообменника для установки утилизации тепла в РС.

Экономический эффект от внедрения компактного теплообменника на 100 тонн готовой продукции за счет:

- снижения расхода природного газа - 3,8 тыс. руб;
- возврата воды в процесс – 0,1 тыс. руб.

Заключение

В данной диссертации представлены новые теоретические и экспериментальные результаты, которые представляют научную и практическую значимость.

1. Разработаны новые способы и устройства для плавления органических кислот в контейнерах, методы их расчета, обеспечивающие максимальную эффективность данной операции по совокупности разработанных критериев.
2. Предложенные конструкции генераторов топочных газов обеспечивают достижение низких уровней рабочих температур футеровки, что решает поставленную задачу - работать продолжительное время без проведения каких-либо заметных регламентных мероприятий, а также открывают широкие перспективы в плане повышения мощности газовой горелки при сохранении геометрических размеров топочной камеры.
3. Разработана и внедрена в производство новая конструкция аэролифта, позволяющая существенно снизить потери напора и обеспечить длительную эксплуатацию без проведения регламентных работ.

4. Разработаны ресурсосберегающие конструкции распылительной сушилки на основе использования оптимальной организации газовых потоков.
5. Результаты теоретических исследований показали возможность эффективной утилизации тепловой энергии паровоздушной смеси, удаляемой в атмосферу из распылительной сушилки, в компактном пластинчатом теплообменнике, а также позволили определить способы реализации максимальной эффективности утилизации, что имеет большое значение для промышленности, поскольку подобные системы утилизации применимы в ряде аналогичных производств.
6. Суммарный экономический эффект на 100 тонн готовой продукции составил 320 тыс. руб.

Основные публикации по теме диссертации

Входящие в список ВАК:

1. Мазарченков В.А., Павутницкий Ю.В., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Расчет времени разогрева контейнеров с синтетическими жирными кислотами // Химическая промышленность. – 2000. - № 7. - С. 45 - 52. (**Chemical Abstracts**)
2. Мазарченков В.А., Павутницкий Ю.В., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Инженерная методика расчета параметров процесса нагрева и плавления синтетических жирных кислот в контейнерах // Химическая промышленность. – 2000. - № 8. - С. 50 - 56. (**Chemical Abstracts**)
3. Мазарченков В.А., Павутницкий Ю.В., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Сравнительный анализ различных способов разогрева и плавления синтетических жирных кислот в контейнерах // Химическая промышленность. – 2000. - № 9. - С. 50 - 56. (**Chemical Abstracts**)
4. Мазарченков В.А., Павутницкий Ю.В., Ханков С. И., Черепанов А.Н. Анализ требований к термическому шкафу для разогрева жирных кислот в контейнерах. // Химическая промышленность. – 2000. - № 11. - С. 49 -56. (**Chemical Abstracts**)
5. Волынкин В.М., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Экспериментальное исследование параметров процесса проплавления канала в твердой фазе синтетических жирных кислот // Химическая промышленность. – 2001. - № 10. - С. 49 - 54. (**Chemical Abstracts**)
6. Черепанов А.Н. Современные тенденции развития промышленности моющих средств // Масложировая промышленность.- 2002.- №4. – С.41-42. (**Chemical Abstracts**)
7. Черепанов А.Н. Анализ теплового состояния футеровки топочной камеры газогенератора сушильной установки // Хранение и переработка сельхозсырья. – 2003. - №7. - С.74-77
8. Волынкин В.М., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Методика расчета скорости расплавления химических продуктов класса синтетических жирных кислот оптическими излучателями // Теплоэнергетика. – 2003. - №7. - С. 45-51. (**Scopus**)
9. Волынкин В.М., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Методика для инженерных расчётов скорости проплавления канала в твёрдой фазе синтетических жирных кислот трубчатым контактным нагревателем // Химическая технология. – 2003. - № 8. - С.40-44. (**Scopus, Chemical Abstracts**)
10. Волынкин В.М., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Исследование эффективности методов расплавления синтетических жирных кислот, основанных на использовании источников светового излучения // Химическая технология. – 2004. - №1. - С.18-21. (**Scopus, Chemical Abstracts**)
11. Волынкин В.М., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Экспериментальные исследования возможностей расплавления синтетических жирных кислот методом светового облучения // Химическая промышленность сегодня. – 2004. - № 6. - С. 46- 56. (**Chemical Abstracts**)
12. Волынкин В.М., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Энергетический баланс в технологической установке для плавления синтетических жирных кислот // Химическая технология. – 2004. - № 10. - С.34-41. (**Scopus, Chemical Abstracts**)
13. Волынкин В.М., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Расплавление химических продуктов световым излучением // Каучук и резина. – 2007. - №4. - С.22-24. (**Chemical Abstracts**)
14. Волынкин В.М., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Характеристики пропускания и поглощения синтетических жирных кисло в видимой области спектра // Каучук и резина. – 2007. - №4. - С.17-22. (**Chemical Abstracts**)

15. Черепанов А.Н. Процесс плавления синтетических жирных кислот нагревателем с термостабилизированной поверхностью // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2012. - №2. - С.3-7. (**Scopus, Chemical Abstracts**)
16. Черепанов А.Н. Экспериментальное исследование процесса плавления синтетических жирных кислот нагревателем с термостабилизированной поверхностью в гейзерном режиме // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2012. - №3. - С.22-25. (**Scopus, Chemical Abstracts**)
17. Черепанов А.Н. Нагреватель с термостабилизированной поверхностью для плавления синтетических жирных кислот // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2013. - №2. - С.31-35. (**Scopus, Chemical Abstracts**)
18. Черепанов А.Н. Энергосберегающая технология расплавления химических веществ световым излучением // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. – 2014. – № 1 (89). – С.50–54.
19. Черепанов А.Н. Моноблочные излучатели для расплавления синтетических жирных кислот // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. – 2014. – № 2 (90). – С.143-147.

Патенты и свидетельства:

20. Устройство для нагрева и плавления химических продуктов: Свид. на полезную модель 20909 Рос. Федерация: МПК⁷ В67D5/00, В65D88/74 / Волынкин В.М., Ханков С.И., Черепанов А.Н.; заявители и патентообладатели Волынкин В.М., Ханков С.И., Черепанов А.Н. – 2001118373/20, заявл. 04.07.2001, опубл. 10.12. 2001, Бюл. № 34.
21. Устройство для плавления и нагрева химических продуктов: Свид. на полезную модель 21195 Рос. Федерация: МПК⁷ В67D5/00 / Волынкин В.М., Ханков С.И., Черепанов А.Н.; заявл. 04.07.2001, опубл. 27.12. 2001, Бюл. № 36.
22. Устройство для плавления и разжижения химических продуктов: Свид. на полезную модель 27077 Рос. Федерация: МПК⁷ В67D5/00 / Волынкин В.М., Ханков С.И., Черепанов А.Н., заявл. 19.08.2002, опубл. 10.01. 2003, Бюл. № 1.
23. Нагреватель: Пат.на полезную модель № 32865 Рос. Федерация: МПК⁷ F24D 5/00 / Ханков С.И., Черепанов А.Н.; заявл. 15.05.2003, опубл. 27.09. 2003, Бюл. № 27.
24. Источник теплоснабжения: Пат. на полезную модель 32240 Рос. Федерация: МПК⁷ F24D 5/00 / Черепанов А.Н.; заявл. 15.04.2003, опубл. 10.09. 2003, Бюл. № 25.
25. Способ плавления и снижения вязкости химических продуктов, преимущественно нефти и нефтепродуктов и устройство для его осуществления [Текст]: Пат. 2232124 Рос. Федерация: МПК⁷ В65G 69/20, В65D 88/74/ Волынкин В.М., Ханков С.И., Черепанов А.Н.; заявл. 07.08.2000, опубл. 10.07.2004, Бюл. № 19.
26. Нагреватель затвердевающих нефтепродуктов [Текст]: Пат. 2295629 Рос. Федерация: МПК⁷ E21B 36/00, E01C 19/08 / Павутницкий Ю.В., Мазарченков В.А., Черепанов А.Н., Беляев Б.В., Деревенских В.Ф.; заявл. 18.07.2005, опубл. 20.03.2007, Бюл. № 8.
27. Аэролифт. Патент на полезную модель 35324 Рос. Федерация: МПК⁷ В 65G 53/00 /Черепанов А.Н. Дата подачи заявки 04.08.2003. Опубл. 10.01.2004, Бюл. №1
28. Устройство для сушки (варианты). Патент на полезную модель 63510 Рос. Федерация: МПК⁷ F 26B 3/12 / Черепанов А.Н.. Дата подачи заявки 29.11.2006. Опубл. Бюл. №15 от 27.05.2007.

Монографии:

29. Черепанов А.Н., Ханков С.И. Методы расчета процессов расплавления органического химического сырья с просветляющейся жидкой фазой. – СПб: Издательство НТЦ им. Л.Т. Тучкова, 2006. - 230 с.
30. Черепанов А.Н. Ресурсосберегающие технологии в производстве синтетических моющих средств (СМС). Расчёт процессов и аппаратов. М.: Нобель-Пресс, 2013. - 407 с.

Другие:

31. Cherepanov A. Saving Resources in the Manufacture of Detergent Powders. // Proceedings of the 5th World Conference on Detergents: Reinventing the Industry: Opportunities and Challenges

- / editor, Arno Cahn. - Champaign, Illinois: AOCS Press. – 2003. - p.240-246. (**Chemical Abstracts**)
32. Черепанов А.Н. Современные тенденции развития промышленности моющих средств // Масложировая промышленность. – 2002. - №4. - С.41-42. (В списке ВАК)
 33. Черепанов А.Н. Технические решения ресурсосбережения при производстве синтетических моющих средств // Экономика и производство¹. – 2003. - №2. - С.52-54.
 34. Черепанов А.Н. Критерии эффективности методов расплавления химических продуктов, транспортируемых в твёрдой фазе. // Экономика и производство. – 2003. - №3. - С.63 – 67.
 35. Волынкин В.М., Ханков С.И., Черепанов А.Н. Исследование динамики нагрева и плавления синтетических жирных кислот. // Экономика и производство. – 2005. - №4. - С.77 – 80.
 36. Черепанов А.Н. Ресурсосберегающие технологии в производстве синтетических моющих средств. // Экономика и производство. – 2005. - №3. - С.68 – 71.
 37. Cherepanov A. Saving resources solutions in powder detergents manufacturing.// 5 th World Conference on Detergents, October 13-17, 2002 Montreux Convention & Exhibition Center, Montreux, Switzerland. Program Addendum.
 38. Cherepanov A. Resources conservation in powder detergents manufacturing.// 6 th World Surfactants Congress. CESIO 2004. 20 – 23 June 2004, Berlin. Abstracts and full papers.
 39. Черепанов А.Н. Интенсификация теплопередачи при радиационно-конвективном теплообмене с фазовым переходом (на примере синтетических жирных кислот).// Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». – 2015. - №2. - С.24-25.
 40. Черепанов А.Н. Расчёт достижимой эффективности утилизации энергии паровоздушной смеси методом конвективного теплосъёма с внешней поверхности выпускной трубы в установках термической сушки сырья. // Экономика и производство. Журнал депонированных рукописей. – 2005. - № 4. - <http://www4.mte.ru/www/toim.nsf/>
 41. Ханков С.И., Черепанов А.Н. Методика расчёта интенсивности конденсации из потока парогазовой смеси при её охлаждении в рекуперативном теплообменнике.// Экономика и производство. Журнал депонированных рукописей. - 2005. - № 6. - <http://www4.mte.ru/www/toim.nsf/>
 42. Черепанов А.Н. Ресурсосберегающий подход к организации системы технического обслуживания и ремонта. // Доклад на 4-й Всероссийской практической конференции: «Технологии ремонта, восстановления, упрочнения и обновления машин, механизмов, оборудования и металлоконструкций» СПб, 18 апреля 2002.
 43. Черепанов А.Н. Ресурсосберегающая технология ремонта топочных камер технологических установок. // Технологии ремонта, восстановления, упрочнения и обновления машин, механизмов, оборудования и металлоконструкций. Материалы международной конференции-выставки, проходившей в 2002.СПб, 2002.
 44. Черепанов А.Н. Решение проблемы ресурсосбережения в ходе проведении плановых ремонтов технологического оборудования. // Технологии ремонта, восстановления, упрочнения и обновления машин, механизмов, оборудования и металлоконструкций. Материалы международной конференции-выставки, проходившей в 2002. СПб, 2002.

¹ Журнал «Экономика и производство» в 2003 году был в списке ВАК