Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Уфимский государственный авиационный технический университет»

На правах рукописи

УСМАНОВА Регина Равилевна

# ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГАЗООЧИСТКИ В ИНЕРЦИОННЫХ АППАРАТАХ С АКТИВНОЙ ГИДРОДИНАМИКОЙ

Специальность 05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

Диссертация
на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научный консультант:
д.т.н., профессор Жернаков В.С.

Уфа – 2017

## ОГЛАВЛЕНИЕ

# ВЕДЕНИЕ

Интенсификация технологических процессов привела в настоящее время к существенному ухудшению экологической обстановки. Наиболее остро стоит проблема загрязнения воздушного бассейна газовыми выбросами промышленных предприятий. Решение проблемы защиты атмосферы базируется на внедрении малоотходных или замкнутых технологий, однако в данное время эти направления еще не получили достаточного развития, и задача разработки эффективного оборудования для очистки газовых выбросов промышленных предприятий является актуальной.

В химической промышленности и смежных с ней отраслях производства используются газоочистные аппараты с закрученным движением дисперсной среды, эффективность которых полностью определяется гидродинамическим совершенствованием процесса сепарации. Из современных газоочистных аппаратов наиболее распространены циклоны, скрубберы, вихревые аппараты, которые различаются способом организации закрученных течений или конструкцией узла разделения фаз. Основными недостатками известных устройств являются: низкая эффективность улавливания тонкодисперсных частиц, вторичный унос дисперсной фазы, высокое гидравлическое сопротивление, склонность к залипанию пыли.

Указанные недостатки обусловливают поиск новых оригинальных конструктивно-схемных и технологических решений для перехода к современным газопромывателям нового поколения, в которых низкие энергетические затраты на газоочистку, эксплуатационная надежность и простота конструктивного оформления, сочетаются с высокой эффективностью процесса сепарации дисперсных частиц.

Наиболее простым и эффективным способом очистки промышленных газов от дисперсных примесей является мокрый способ очистки, получивший в настоящее время значительное развитие в отечественной и зарубежной промышленности. Мокрый способ применяется для тонкой очистки газов, при которой реализуется процесс взаимодействия потоков газа с пленкой или каплями орошающей жидкости. Эффективность сепарации определяется запыленностью газа, размерами улавливаемых частиц, скоростью газового потока и удельным расходом жидкости.

Мокрая очистка применяется в случае технологической допустимости увлажнения и охлаждения газа, в частности, для подготовки и предварительной очистки газа перед подачей его в газоочистные устройства другого типа, например, в сухие (электрофильтры, рукавные фильтры), а также когда отсепарированные из газа частицы не представляют ценности. Целесообразно проводить мокрую очистку при условии создания частичной рециркуляции, либо замкнутого цикла орошения, с применением в качестве орошающей жидкости оборотной воды, а также в том случае, когда сухие методы очистки по тем или иным причинам недопустимы.

К недостаткам мокрых пылеуловителей можно отнести: потери жидкости с брызгоуносом; плохие условия для рассеивания в атмосфере влажного очищенного газа, содержащего агрессивные компоненты; необходимость в обработке и удалении значительного количества стоков и шламов; высокие энергозатраты; технологическая необходимость использования антикоррозийных конструкционных материалов для изготовления аппаратуры. Указанные недостатки могут быть компенсированы путем разработки высокоэффективных аппаратов с относительно низким потреблением энергии, повышением степени сепарации газовых и жидких фаз, использованием загрязненной орошающей жидкости для рециркуляции и т.д.

Несмотря на обширный теоретический и экспериментальный материал по исследованию процессов сепарации, накопленный применительно к инерционным аппаратам с активной гидродинамикой, ряд наблюдаемых в них явлений не может быть объяснен в рамках сложившихся представлений, а проблема повышения их эффективности остается острой. Одной из причин ограниченного использования таких газоочистителей является отсутствие достоверного метода расчета гидрогазодинамики и происходящих в них процессов и не достаточная изученность процесса масштабного перехода от лабораторной модели к производственным установкам. Сложность общей гидродинамической картины сепарации многофазных потоков, а также взаимодействие этих потоков между собой, обуславливает трудности ее математического описания. Этим объясняется необходимость исследования влияния режимных и конструктивных параметров на эффективность процесса газоочистки с параллельным изучением вклада отдельных элементов для более детального понимания физического механизма центробежной интенсификации.

Несмотря на эти недостатки, мокрые газоочистные аппараты могут с успехом применяются в химической, нефтеперерабатывающей, газовой промышленности, черной и цветной металлургии, энергетике и других отраслях промышленности.

**Степень разработанности темы.** Конструктивные решения известных газоочистных аппаратов в большинстве своем разрабатывались десятки лет назад, когда отсутствовали эффективные инструменты для реального мониторинга аэрогидродинамической обстановки в них. Значительный вклад в развитие теории и техники процесса газоочистки внесли отечественные ученые: П.А. Коузов, А.И. Пирумов, В.Н. Ужов, А.Ю. Вальдберг, Е.П. Теверовский, С.Б. Старк, М.И. Шиляев, А.Я. Тарат, И.Н. Мухленов, В.С. Швыдкий, В.Т. Стефаненко, среди зарубежных исследований по данной тематике можно отметить работы В. Страуса, Г.М. Инглунда, С. Калверта и Н. Сайреда.

С единой точки зрения исследователей существуют недостатки, преодолеть которые необходимо в ближайшие годы:

1. Недостаточность номенклатуры газоочистительного оборудования и ее отставание от растущих мощностей промышленности.

2. Невысокая точность расчетной базы, основанной на использовании эмпирических вероятностных функций.

3. Отсутствие научно-обоснованных критериев для проектирования газоочистительных сооружений с числом ступеней очистки две и более. По указанной причине при проектировании таких сооружений большую роль играет эвристический фактор.

4. Недостоверный подход для прогнозирования ущерба, связанного с выбросами в окружающую среду и, соответственно, с определением экономического эффекта от ликвидации этого ущерба.

В настоящее время произошли значительные изменения в области математического моделирования, связанные с применением вычислительных технологий и пакетов прикладных программ, что позволяет исследовать аэрогидродинамические характеристики аппаратов еще на стадии разработки и проектирования.

Необходимость создания методологических основ повышения эффективности процесса газоочистки, базирующихся на численном анализе влияния геометрических и режимных параметров на степень улавливания пыли и реализуемых в высокоэффективных газоочистных аппаратах, с применением новых схем компоновки газоочистных установок, определяют *актуальность* данного *исследования*.

Затронутые выше вопросы рассмотрены в диссертации для газоочистных аппаратов различных принципов действия: ротационного, ударно-инерционного и центробежного. Каждому виду газопромывателей дана оценка с точки зрения оптимизации гидродинамических условий его работы, что позволит обоснованно подойти к выбору нужной компоновочной схемы при проектировании установок газоочистки.

**Цель работы.** Повышение эффективности газоочистки на основе теоретических и экспериментальных исследований закономерностей изменения гидродинамических характеристик инерционных аппаратов с активной гидродинамикой, разработки методик их расчета и рекомендаций по проектированию и созданию новых конструкций.

**Задачи исследования:**

1. Разработать научно-обоснованный обобщенный метод прогнозирования эффективности газоочистки на основе анализа гидродинамики газодисперсных потоков в различных зонах газопромывателя, с оценкой вклада отдельных составляющих на основные показатели работы аппарата. Определить основные критерии подобия, моделирующие работу широкого класса газоочистных аппаратов.

2. Исследовать движение частиц в закрученном потоке и получить качественную картину распределения составляющих скорости газа по сечению аппарата. Разработать численный алгоритм для расчета движения

газодисперсных потоков при различных режимах течения газовзвеси в рабочей зоне аппарата.

3. Определить оптимальные режимы течения движущейся в поле центробежных сил среды в зависимости от интенсивности закрутки потока. Предложить варианты конструктивного оформления лопастного завихрителя, позволяющего реализовать эти режимы. Произвести сопоставление эффективности газоочистки, полученной путем обобщенного расчетного метода прогнозирования и прямого эксперимента.

4. Экспериментально установить оптимальные гидродинамические условия центробежной сепарации и разработать рекомендации по подбору соответствующих им конструктивно-схемных решений отдельных узлов аппарата, которые позволят значительно повысить эффективность газоочистки.

5. Исследовать процесс гидродинамического взаимодействия фаз в аппаратах ударно-инерционного действия. Разработать методику инженерного расчета, учитывающую вязкость орошающей жидкости и структуру течения потока, определяемую профилем лопаток импеллера. Выявить возможные пути повышения эффективности газоочистки при минимальных энергозатратах.

6. Исследовать рабочие процессы в аппаратах барботажно-вихревого типа, выявить закономерности изменения гидравлического сопротивления и фракционной эффективности очистки газа от технологических параметров. Разработать перспективные конструктивно-схемные решения и сопоставить сепарационные возможности новых аппаратов.

Разработать рекомендации по совершенствованию конструктивно-схемных решений системы газоочистки и внедрить наиболее эффективные научно-технические разработки для проектирования газоочистных систем на промышленных предприятиях, а также оценить их технико-экологическую эффективность.

**Научная новизна**

1. Впервые разработаны методологические основы повышения эффективности процесса газоочистки, в основе которых лежит универсальный детерминированный подход, отличающийся тем, что в нём учитывается безразмерный комплекс *Ф* (фактор сепарации), связывающий критерии

геометрического подобия $C_г$, и $C_р$, и включающий оценку критической траектории движения частицы. Установлена однозначность влияния на вторичный унос пыли критериев геометрического подобия $C_г$, и $C_р$, определяющих конструктивные и режимные параметры аппарата. Разработанный подход дает возможность с приемлемой погрешностью, не превышающей 10%, оценить эффективность газоочистки при отсутствии сведений о дисперсном составе пыли.

2. Разработана модель течения газодисперсной среды, отражающая основные особенности закрученного движения фаз в характерной гидродинамической зоне аппарата и позволяющая рассчитать распределение всех компонент скорости $U'_φ$, $U'_r$, $U'_x$, отличающаяся тем, что в ней впервые учитывается влияние характера падения крутки на интенсивность обратных токов.

3. Реализован метод целенаправленной интенсификации турбулентности движущейся в поле центробежных сил среды, отличающийся тем, что основой управления турбулентностью является формирование области интенсивной закрутки, где ключевым параметром выступает угловая скорость вращения завихрителя $ω_{опт}$, при которой отсутствует вторичный унос пыли. На его основе впервые выполнен анализ и оптимизация скорости и направления вращения лопаток завихрителя с учетом конструктивных параметров газопромывателя.

4. Разработан новый метод определения гидравлического сопротивления газопромывателя, отличающийся тем, что в нём учитывается сумма перепада давлений на транспорт жидкой фазы и на принудительную закрутку потока с учетом количества и направления вращения лопастей завихрителя. В отличие от существующих методов разработанный метод позволяет с приемлемой погрешностью, не превышающей 15%, рассчитывать гидродинамические характеристики газопромывателя.

5. Разработан и реализован метод моделирования структуры течения потока в аппаратах ударно-инерционного действия, особенностью которого является аэродинамическое профилирование лопаток импеллера, позволяющее устранить отрыв потока на кромках и повысить эффективность газоочистки на 30% по сравнению с прямыми лопатками при минимальных энергозатратах.

Сформулирован новый подход к определению граничной степени рециркуляции орошающей жидкости, в основе которого лежит гипотеза об обновлении межфазной поверхности, при этом показано, что снижение эффективности улавливания мелкодисперсных частиц обусловлено ростом вязкости орошающей жидкости.

6. Предложена модель для расчета процесса пылеулавливания в барботажно-вихревом аппарате, особенностью которой является исследования закономерностей изменения гидравлического сопротивления и фракционной эффективности очистки газа от геометрических параметров завихрителя. Сформулирован новый подход к определению сепарационных возможностей завихрителей различных типов, при этом установлено, что подбором соответствующего угла наклона лопастей и интенсивности крутки можно получить практически любые размеры зоны рециркуляции вплоть до ее полного устранения.

Новизна технических решений подтверждена патентами РФ.

**Практическая значимость** работы определяется следующими положениями:

1. Решена важная народнохозяйственная задача создания высокоэффективных и экологически надежных инерционных аппаратов с активной гидродинамикой за счет разработки теоретической и экспериментальной методики, инженерных и практичееких рекомендаций по интенсификации процесса газоочистки.

2. Разработана научно обоснованная методология повышения эффективности процесса газоочистки путем совершенствования гидродинамической обстановки с учетом режимно-конструктивных параметров аппарата. Предложены критерии оценки аппаратов с точки зрения теории геометрического подобия с последующим определением критических траекторий движения частиц. Установлены зависимости, позволяющие на стадии проектирования провести подбор оптимальных геометрических и режимных параметров газоочистных установок с учетом целенаправленного использования фактора сепарации. Методология применима в широком диапазоне геометрических и режимных параметров аппаратов и может быть

использована для расчета газопромывателей различного технологического назначения.

3. На основе предложенной методологии разработаны рекомендации по комплексной очистке газовых выбросов в промышленности, включающие в себя: разработку систем газоочистки, оценку газоочистных сооружений, позволяющую провести сравнительный анализ конкурирующих систем уже на стадии проектирования, а также учесть затраты на эколого-экономическую безопасность процесса.

4. Разработаны и реализованы на ЭВМ инженерные методики расчета газоочистных аппаратов, которые позволяют решать задачу расчета технологических параметров газоочистной установки и задачу выбора компоновочной схемы газоочистки для конкретного производства.

5. Разработан широкий модернизированный ряд аппаратов для мокрой очистки газовых выбросов, позволяющих на порядок уменьшить расход жидкости на орошение газа при высокой эффективности процесса сепарации, новизну которых подтверждают патенты на изобретения.

6. Разработаны, опробованы и внедрены схемы очистки газовых выбросов с реализацией наиболее перспективных газоочистных аппаратов в химической, нефтяной и других отраслях промышленности.

**Методология и методы исследования**. Общий методологический подход к решению поставленных задач основывается на аналитических и численных методах математического моделирования на базе дифференциальных уравнений движения твердых частиц и уравнений Навье-Стокса в трехмерной постановке с генерацией моделей в программной среде Ansys. Для формального описания процесса пылеулавливания использованы разделы механики сплошных сред, регрессионный анализ, теория гидрогазодинамики. Экспериментальные исследования базируются на теории планирования эксперимента и статистической обработки данных.

**Объект исследования** – устройства с закрученным движением газодисперсных потоков в системах очистки газовых выбросов.

**Предмет исследования** – аэрогидродинамика и центробежный механизм осаждения дисперсных частиц на капли орошающей жидкости.

**На защиту выносятся:**

1. Универсальный методологический подход, позволяющий на стадии проектирования осуществлять совершенствование гидродинамической обстановки в аппарате, дающий полное представление о поведении частиц в закрученном потоке и определяющий основные закономерности процесса сепарации.

2. Метод расчета в виде математической модели течения газодисперсной среды, описывающий характер течения и позволяющий рассчитать распределение всех компонент скорости газа $U'_{\varphi}$, $U'_{r}$, $U'_{x}$, а также функции тока ψ (r, z) и построить характерную гидродинамическую картину течения в программном комплексе Ansys CFX.

3. Аналитические результаты исследования взаимосвязи основных аэрогидродинамических показателей и конструктивных параметров аппарата, позволившие выявить оптимальные гидродинамические условия центробежной сепарации, которые предложено оценивать величиной оптимальной скорости вращения завихрителя, при которой отсутствует вторичный унос. Разработанная на их основе методика расчета гидравлического сопротивления в исследуемом диапазоне нагрузок по фазам.

4. Новый энерготехнологический подход, построенный на определении граничной степени рециркуляции орошающей жидкости и аэродинамическом профилировании лопаток импеллера ударно-инерционных пылеуловителей, на основе которого впервые установлено, что снижение эффективности улавливания мелкодисперсных примесей вызвано ростом вязкости орошающей жидкости и несовершенством аэрогидродинамической обстановки в зоне инжекции аппарата.

5. Результаты исследования гидродинамики и сепарации в аппаратах барботажно-вихревого типа, позволившие выявить закономерности изменения гидравлического сопротивления и фракционной эффективности очистки газа от геометрических параметров завихрителя, закрутки потока и наличия орошения.

6. Результаты внедрения и исследования эффективности работы модифицированного ряда аппаратов для мокрой очистки газовых выбросов,

полученные на их основе расчетные рекомендации по выбору оптимальных геометрических и режимных характеристик центробежных аппаратов.

**Достоверность результатов работы** обеспечивается применением основных уравнений гидрогазодинамики при разработке математических моделей закрученного потока, а сами решения осуществлены классическими методами математического анализа с применением современных расчетных комплексов. Результаты исследований хорошо согласуются с аналитическими решениями и справочными данными, а также прямыми и косвенными экспериментами по многократно апробированным методикам. Погрешность в прогнозе эффективности газоочистки не превышает δi=(0,5...7,5) % (по математическому ожиданию) и δi= (2,15...11,5) % (по среднеквадратичному отклонению); в промышленных испытаниях погрешность δi<13%.

**Апробация работы** Результаты диссертационной работы регулярно докладывались и обсуждались на конференциях: Республиканской НТК «Инновационные проблемы развития машиностроения в Башкортостане» (Уфа, 2001 – 2003); Всероссийской НПК «Пути коммерциализации фундаментальных исследований для отечественной промышленности» (Казань, 2002); Международном Конгрессе нефтегазопромышленников России «Нефтегазопереработка» (Уфа, 2003, 2004, 2007 – 2014); II Всероссийской НПК «Нефтегазовые и химические технологии» (Самара, 2003); Всероссийской НПК «Интеграционные процессы в науке, образовании и производстве» (Кумертау, 2006); Республиканской НТК «Инновации, проблемы машиноведения, процессов управления и критических технологий в машиностроении РБ» (Уфа, 2009); Всероссийской НТК «Мавлютовские чтения» (Уфа, 2010 – 2016); Всероссийской НПК «Наукоемкие технологии в машиностроении», (Ишимбай, 2010 – 2013); Всероссийской НПК «Многофазные системы: природа, общество, технологии» (Уфа, 2010); Всероссийской зимней школе-семинаре аспирантов и молодых ученых с международным участием (Уфа, 2012 – 2013); Международной НПК «Деформации и разрушение материалов и наноматериалов» (Москва, 2011); Международной НПК «Технические науки – основа современной инновационной системы» (Йошкар-Ола, 2012);

Международной НТК «Динамика и виброакустика машин» (Самара, 2012); X Международной НПК «Технические науки – от теории к практике» (Новосибирск, 2012); Молодёжной международной НПК аспирантов и молодых учёных "Наука XXI века: новый подход" (Санкт-Петербург, 2012); Международной НПК «Современные проблемы механики», посвященной 100-летию Л.А. Галина (Москва, 2012); Всероссийской молодежной НПК «Химия и технология полимерных и композиционных материалов» (Москва, 2012); Международной НТК «Дифференциальные уравнения и смежные проблемы» (Стерлитамак, 2011 – 2013); X Всероссийской ежегодной конференции молодых ученых "Физика-химия и технология неорганических материалов" (Москва, 2013); Международных Научных чтениях И.А. Одинга «Механические свойства современных конструкционных материалов» (Москва, 2014 – 2017); Международной НПК «Химия: состояние, перспективы развития» (Грозный, 2014).

**Связь исследований с научными программами.** Исследования в данном направлении выполнялись в период с 2000 по 2004 гг. в Уфимском государственном нефтяном техническом университете и с 2005 по 2014 гг. в Уфимском государственном авиационном техническом университете в рамках ГНТП РБ "Разработка физико-математических и технических методов исследования многофазных потоков в неоднородных средах применительно к технологиям и аппаратам нефтехимических производств" в 2011–2013 гг.; по Госконтракту №13/5-ФМ "Разработка физико-математических и технических методов исследования нелинейных систем и процессов в аппаратах нефтехимических производств" по теме НИР "Разработка методики расчета аэрогидродинамических характеристик газовых потоков и конструкций аппаратов, обеспечивающих высокую эффективность очистки" в 2010–2011 гг.

**Публикации.** Основные результаты диссертационной работы отражены в 211 работах в российских и зарубежных изданиях, в том числе в 63 статьях, опубликованных в рецензируемых научных журналах, входящих в перечень ВАК, 5 монографиях, 10 патентах на изобретение.

**Объем и структура работы.** Диссертационная работа состоит из введения, шести глав и заключения, изложена на 279 страницах машинописного текста, содержит список литературы из 270 наименований, 106 рисунков, 12 таблиц.

**Первая глава** носит обзорно-аналитический характер. Выполнен анализ литературных данных, освещающих современные проблемы в области конструирования газоочистных аппаратов, в том числе использующих нестандартные решения. Обозначены проблемы расчета гидродинамики и сепарации газоочистных установок.

Разработка новых математических подходов к расчету турбулентных закрученных течений в аппаратах с активной гидродинамикой является необходимым условием в создании адекватных методов их расчета с целью оптимизации технологических и конструктивных параметров и исключения дорогостоящих экспериментальных исследований. В настоящее время произошли значительные изменения в области математического моделирования, связанные с применением вычислительных технологий и пакетов программ, что дает возможность прогнозировать аэрогидродинамические характеристики аппаратов уже на стадии проектирования, можно предусмотреть такие конструктивные решения отдельных узлов аппарата, которые позволят значительно повысить эффективность газоочистки.

Подробно рассмотрены основные теоретические подходы к решению рассматриваемых задач. Обозначены проблемы, не нашедшие достаточно полного освещения в существующих публикациях по данной тематике. На основе проведенного анализа были сформулированы цели и задачи исследования.

**Вторая глава** посвящена анализу основных механизмов осаждения пыли на каплях жидкости и разработке алгоритма моделирования процесса сепарации твердых частиц в динамическом газопромывателе, позволяющего определять потенциальные возможности газоочистных аппаратов.

Произведен обзор математических моделей многофазных течений и выполнен гидродинамический расчет аппарата в программном комплексе Ansys CFX. Основными механизмами осаждения частиц пыли в газопромывателе являются: осаждение под действием центробежных сил, инерционное соударение, перехват и диффузионное осаждение. Разработанная аналитическая модель течения газодисперсной среды позволяет рассчитать распределения всех компонент скорости $U'_\varphi$, $U'_r$, $U'_x$, а также функции тока $\psi$ ($r$, $z$) и построить характерную гидродинамическую картину течения в радиальной проекции. В численных экспериментах оценивалось влияние интенсивности закрутки потока на структуру течения, число Рейнольдса варьировалось от $1\cdot10^2$ до $60\cdot10^4$. Установлено, что при увеличении числа Рейнольдса структура течения изменяется от слоистого до усложненного развитыми вторичными вихрями. Качественно выделяются следующие три типа течения: слоистое течение, течение с приосевым вихрем, течение с приосевым и пристенным присоединенными вихрями. Выявлено, что условием, необходимым для возникновения обратных токов, является не сама закрутка, а падение крутки.

Качественная картина, полученная теоретически, хорошо согласуется с известными экспериментальными данными. Получено удовлетворительное совпадение профилей на удалении от лопастей завихрителя. При приближении к завихрителю ошибка возрастает. Достаточная для практики точность расчета обеспечивается на расстоянии от лопастей $0{,}85R$. Результаты расчета используются в уравнениях движения частиц для определения ожидаемой эффективности процесса газоочистки.

Предложен единый подход к расчету газопромывателей, основывающийся на теории геометрического подобия и позволяющий учесть основные тенденции гидродинамических процессов сепарации, а также геометрические параметры аппарата. Установлена однозначность влияния на вторичный унос пыли критериев геометрического подобия $C_г$, и $C_р$, определяющих геометрические и режимные параметры аппарата. Связывающий оба критерия фактор сепарации *Ф* позволяет разделить процесс газоочистки на две области: вторичного уноса пыли и зоны полной сепарации.

Разработан универсальный метод расчета, согласно которому определение эффективности газоочистки сводится к определению эффективного диаметра частиц $d_{эф}$, полностью улавливаемых аппаратом. Важно отметить, что эффективный диаметр частиц значительно меньше их медианного диаметра, обычно вводимого в расчет, что и обуславливает неточность известных зависимостей. Введение эффективного диаметра частиц позволило значительно сблизить экспериментальные и расчетные данные. Значительное повышение точности предлагаемого метода также обусловлено рассмотрением аппаратов одного класса; достоверностью выборки экспериментальных параметров для определения коэффициентов регрессии; учетом наиболее существенных факторов, оказывающих влияние на эффективность сепарации.

Сравнительный анализ с известными методами расчета показал, что универсальный метод является более точным. Ошибка прогноза эффективности очистки в пределах $\delta_i$= (0,5...+4,5) %.

**В третьей главе** представлены результаты экспериментальных исследований процесса сепарации газопылевого потока в динамическом газопромывателе. Приводится описание методики проведения эксперимента по исследованию гидравлического сопротивления и эффективности процесса очистки газа. Решена задача определения гидравлического сопротивления орошаемого аппарата при изменении нагрузок по фазам, а также, при принудительной закрутке потока, с учетом угловой скорости вращения ротора и изменении направления вращения лопастей завихрителя. Исследование этих факторов и создание методики расчета гидравлического сопротивления является важной задачей в снижении металлоемкости аппарата и энергозатрат на очистку газа. Получены полуэмпирические зависимости для расчета гидравлического сопротивления газопромывателя.

Рассмотрены экспериментальные исследования эффективности процесса очистки газа, в результате которых был определен фракционный состав улавливаемых частиц, что позволило определить эффективность газопромывателя, а также сопоставить его способность сепарации для частиц разного диаметра. Результаты по экспериментальной эффективности сравнивалась с результатами, полученными теоретическим расчетом эффективности геометрически подобного аппарата с теми же параметрами с использованием разработанной методики расчета.

Исследовано влияние на эффективность и гидравлическое сопротивление конструктивных параметров газопромывателя: угла наклона лопастей завихрителя, количества лопастей, геометрических размеров завихрителя, а также основных режимных параметров: скорости и направления вращения лопастей завихрителя. Реализован метод целенаправленной интенсификации турбулентности, движущейся в поле центробежных сил среды, что достигается с помощью вращающегося лопастного завихрителя. Основой управления турбулентностью среды является формирование области интенсивной закрутки, где ключевым параметром выступает угловая скорость вращения завихрителя $\omega_{опт}$. Выявлены оптимальные гидродинамические условия центробежной сепарации, которые предложено оценивать величиной оптимальной скорости вращения завихрителя, при которой отсутствует вторичный унос пыли. Получены следующие рекомендации для проектирования: максимальная эффективность сепарации обеспечивается при установке лопаток на угол $\alpha = 10 \div 30°$ и отрицательном направлении вращения, т.е. $\dot{\alpha} = 100 + 110°$; увеличение числа лопаток может быть целесообразным, если требуется увеличение давления газа на выходе из аппарата и не является рациональным способом повышения эффективности очистки газа; целесообразно обеспечивать умеренные значения $\upsilon$ (до 30 м/с) и $\omega_{опт}$ (до 100 $с^{-1}$).

**В четвертой главе** приведены методика и результаты исследований эффективности очистки технологических газов от пыли в аппарате ударно-инерционного действия. Установлено, что в рассматриваемом аппарате наблюдается снижение фракционной эффективности сепарации мелкодисперсных частиц, обусловленное повышением вязкости орошающей жидкости, но не настолько резкое, как в других типах пылеуловителей.

Были исследованы пыли, различающиеся своей смачиваемостью (талькомагнезит молотый ТМП, белая сажа и порошок мела). Важным итогом проведенных исследований явилось определение граничных концентраций суспензии различных пылей, после превышения которых общая эффективность пылеулавливания снижается. Определена граничная степень рециркуляции орошающей жидкости, обеспечивающая стабильную работу ротоклона, при этом показано, что снижение эффективности улавливания мелкодисперсных частиц обусловлено ростом вязкости орошающей жидкости.

Установлено, что в установках ударно-инерционного типа, где инерционный механизм является основным при выделении частиц пыли из газа, общая эффективность пылеулавливания существенно падает при увеличении концентрации суспензии, что связано со все уменьшающейся способностью системы задерживать мелкие частицы.

Рассмотрен вопрос аэродинамического профилирования лопаток импеллера. Придание лопаткам импеллера синусоидального профиля позволяет устранить отрыв потока на кромках. При этом происходит обтекание входного участка профиля лопаток с большой постоянной скоростью и увеличение рикошетов от профилированной части лопаток, с учетом которых можно прогнозировать увеличение эффективности очистки газа. Выявлена возможность целенаправленно моделировать структуру течения потока, что достигается с помощью регулируемых лопаток импеллера синусоидального профиля, при этом лопатки могут быть установлены вдоль радиуса любым необходимым образом. Обнаружено, что аэродинамическое профилирование лопаток импеллера позволяет добиться более высокой эффективности газоочистки при минимальных энергозатратах.

Для более детального изучения аэрогидродинамических характеристик в аппарате было применено компьютерное моделирование в программе Ansys CFX. Моделировалось течение газа без дискретной фазы, т.к. силовое и тепловое влияние частиц мало и им можно пренебречь. Целью исследования ставилось установление роли лопаток импеллера, для чего были проведены сравнительные испытания эффективности работы одного аппарата в двух конструктивных исполнениях: *а)* обычный ротоклон; *б)* ротоклон с лопатками импеллера, предложенными в настоящей работе. Установлено, что газовый поток в аппарате с лопатками импеллера в зоне инжекции имеет многочисленные равномерные завихрения. За лопатками импеллера образуется турбулентный след и рост частоты турбулентных пульсаций, что связано с отрывом пограничного слоя от его поверхности. Полученные в результате расчета поля скоростей показывают, что с установкой синусоидальных лопаток импеллера, наблюдается более равномерное распределение скоростей в аппарате, что положительно сказывается на эффективности сепарации мелкодисперсных примесей.

**В пятой главе** рассматриваются результаты экспериментальных исследований работы барботажно-вихревого аппарата, направленных на определение влияния конструктивных параметров завихрителя, удельного орошения, режимов работы аппарата на аэродинамику газожидкостного потока и эффективность газоочистки.

Исследование зависимости ξ от профиля лопастей завихрителя и параметров закрутки потока *K*, проводилось на четырех завихрителях различного конструктивного исполнения. Сравнение сепарационных возможностей завихрителей различных типов выявило наиболее выгодный параболический профиль, обеспечивающий высокую производительность по очищенному газу и эффективность пылеулавливания. При коэффициенте закрутки *K*= 0,6 он обеспечивает потери напора до 500Па и эффективность очистки 97%. С учетом анализа опытных данных была разработана методика расчета коэффициента гидравлического сопротивления, учитывающая влияние геометрических параметров завихрителя, закрутку потока и наличие орошения. Для расчета эффективности очистки газа в БВА сохраняется та же математическая модель, что и для газопромывателя. При этом структура газодисперсного потока определяется не угловой скоростью вращения ротора, а параметром закрутки потока.

**Шестая глава** посвящена опытно-промышленной апробации разработанных аппаратов для очистки газовых выбросов и оценке технико-экономической эффективности от реализации разработок. На разработанных опытно-промышленных установках была проведена верификация результатов математического моделирования процесса движения и сепарации дисперсных частиц из газового потока.  Разработан модернизированный ряд газоочистных аппаратов, подтвердивших высокую эффективность работы, как в лабораторных, так и в промышленных условиях, что свидетельствует о научной обоснованности методики их расчета. Разработаны рекомендации по совершенствованию схемных решений системы газоочистки. По результатам работы внедрено в различных производствах более 10 инерционных аппаратов. Экологический результат внедрения систем и рекомендаций заключается в повышении эффективности очистки отходящих газов и улучшении экологической обстановки в зоне предприятий. Годовой экономический эффект от внедрения разработок составил 26 млн руб/год.

# ГЛАВА 1 СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ И ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПЫЛЕУЛАВЛИВАНИЯ

В химической промышленности и смежных с ней отраслях производства используются газоочистные аппараты с закрученным движением дисперсной среды, эффективность которых полностью определяется гидродинамическим совершенствованием ведения процесса.

Из современных газоочистных аппаратов наиболее распространены циклоны, сепараторы, скрубберы, вихревые аппараты. Как правило, эти аппараты отличаются друг от друга способом формирования закрученных потоков и конструкцией узла разделения фаз. Основными недостатками известных устройств являются: низкая эффективность улавливания тонкодисперсных частиц, вторичный унос дисперсной фазы, высокое гидравлическое сопротивление, склонность к залипанию пыли.

Указанные недостатки обусловливают поиск новых оригинальных конструктивно-схемных и технологических решений для перехода к современным газопромывателям нового поколения, в которых низкие энергетические затраты на газоочистку, эксплуатационная надежность и простота конструктивного оформления, сочетаются с высокой эффективностью процесса сепарации дисперсных частиц.

Несмотря на обширный теоретический и экспериментальный материал по исследованию процессов сепарации, накопленный применительно к аппаратам с закрученными потоками, ряд наблюдаемых в них явлений не может быть объяснен в рамках сложившихся представлений, а проблема повышения их эффективности остается острой.

Сложность общей гидродинамической картины сепарации многофазных потоков, а также взаимодействие этих потоков между собой, обуславливает трудности ее математического описания.

Этим объясняется необходимость исследования влияния режимных и конструктивных параметров на эффективность процесса газоочистки с параллельным изучением вклада отдельных элементов для более детального понимания физического механизма центробежной интенсификации. Конструктивные решения известных газоочистных аппаратов в большинстве своем разрабатывались десятки лет назад, когда отсутствовали эффективные инструменты для реального мониторинга аэрогидродинамической обстановки в них.

Значительный вклад в развитие теории и техники процесса газоочистки внесли отечественные: П.А. Коузов, А.И. Пирумов, В.Н. Ужов, А.Ю. Вальдберг, Е.П. Теверовский, С.Б. Старк, М.И. Шиляев, А.Я. Тарат, И.Н. Мухленов, В.С. Швыдкий, В.Т. Стефаненко и зарубежные ученые: В. Страус, Г.М. Инглунд, С. Калверт. Однако, несмотря на сравнительно большое число исследований в этой области, практически отсутствуют работы, охватывающие принципы расчета газоочистного оборудования с единых методологических позиций. С точки зрения большинства исследователей существуют задачи, решить которые необходимо в ближайшие годы: отсутствие комплексного подхода к оценке параметров аппаратов и технологических процессов, способного обеспечить оптимальную настройку аппаратов и максимальную эффективность процесса; недостаточная точность известных методов расчета эффективности, основанных на аппроксимации фракционной эффективности пылеуловителей эмпирико-вероятностными функциями. В настоящее время произошли значительные изменения в области математического моделирования, связанные с применением вычислительных технологий и пакетов программ, что дает возможность прогнозировать аэрогидродинамические характеристики аппаратов уже на стадии проектирования, можно предусмотреть такие конструктивные решения отдельных узлов аппарата, которые позволят значительно повысить эффективность газоочистки.

## 1.1 Состояние и перспективы развития газоочистного оборудования

Интенсификация технологических процессов приводит к непрерывному ухудшению экологической обстановки в промышленно развитых центрах, которое обусловлено увеличением объемов газовых выбросов, содержащих токсичные компоненты. Поэтому становится актуальной задача разработки инерционных аппаратов с активной гидродинамикой, обладающих эксплуатационной надежностью, высокой пропускной способностью и низкой энергоемкостью.

Для крупномасштабных газовых выбросов промышленных предприятий проблема очистки существенно осложняется тем, наиболее распространенное газоочистное оборудование вследствии его низкой пропускной способности по газовой фазе, не может применяться для больших объемов отходящих газов. Мокрая очистка применяется для тонкой сепарации газов, при которой реализуется процесс взаимодействия потоков газа с пленкой или каплями орошающей жидкости. Она применяется в случае технологической необходимости для увлажнения и охлаждения газа, в частности, для предварительной подготовки и очистки газов перед подачей их в газоочистные устройства других типов, например, сухие (электрофильтры, рукавные фильтры), а также в случае, когда частицы, отсепарированные из газа, не представляют ценности. Эффективность сепарации определяется запыленностью газа, размерами улавливаемых частиц, скоростью газового потока и удельным расходом жидкости. Целесообразно проводить мокрую очистку при условии создания частичной рециркуляции, либо замкнутого цикла орошения, с применением в качестве орошающей жидкости оборотной воды, а также в том случае, когда сухие методы очистки по тем или иным причинам недопустимы.

К недостаткам мокрых пылеуловителей можно отнести: потери жидкости с брызгоуносом; сложности при рассеивании в атмосферу влажных очищенных газов, содержащих агрессивные компоненты; необходимость обработки и удаления значительного количества стоков и шламов; высокие энергозатраты; технологическая необходимость использования антикоррозийных конструкционных материалов для изготовления аппаратуры. Указанные недостатки могут быть компенсированы путем разработки высокоэффективных аппаратов с относительно низким потреблением энергии, повышением степени сепарации газовой фазы, применением загрязненной орошающей жидкости в системах рециркуляции и т.д.

## 1.2 Методы повышения эффективности газоочистки

Широкое внедрение новых мощностей в промышленном производстве, а также интенсификация технологических процессов, как правило, влечет за собой резкий рост летучих выбросов и повышение нагрузки на воздухоочистительные сооружения, что обуславливает одну из основных проблем интенсификации процесса очистки газов.

Из научно-технической и патентной литературы [3-20] известно немало аппаратов, в которых использованы различные методы интенсификации эффективности пылеулавливания. К таким методам можно отнести кондиционирование газов, режимную интенсификацию и специальные методы (применение эффекта конденсации, использование поверхностно-активных-веществ). Сущность метода режимной интенсификации состоит в том, что работа пылеуловителя приводится к наиболее напряженному режиму, в зависимости от свойств очищаемого газа и улавливаемых компонентов.

Конструктивно-технологическая интенсификация основана на совершенствовании конфигурации конструктивных частей пылеулавливающих аппаратов [20, 22], в частности, для циклонов усовершенствуются: корпус, входные и выхлопные патрубки, верхние крышки и т.д.

Для устройств мокрой очистки газов [23-25], прежде всего, модернизируются устройства для распыла орошающей жидкости, а также контактные ступени, влияющие на характер взаимодействия очищаемого газа с жидкостью. Распространены следующие способы интенсификации: использование комбинированных (многоступенчетых) схем газоочистки; применение высокоскоростных аппаратов, в которых реализованы различные гидродинамические режимы; физико-химические методы обработки газовых потоков (агрегирование, употребление поверхностно-активных компонентов, смачиваемость стенок аппарата и т.п.).

Одним из способов обеспечения оптимального режима мокрой пылеочистки может быть способ, примененный в вихревом массообменном аппарате с винтовым факелом орошения, представленном в соответствии с рисунком 1.1 [20].

Газ, вводимый тангенциально через патрубок 4, поднимается по аппарату закрученным потоком. Для орошения газового потока жидкостью служит дефлекторный ороситель – центральная труба 2, по которой поступает жидкость. В трубе вдоль спиральной пластины выполнены отверстия, через которые жидкость выходит в виде струи, ударяясь о кромку пластины 6 и образуя при этом расширяющуюся жидкостную пленку.

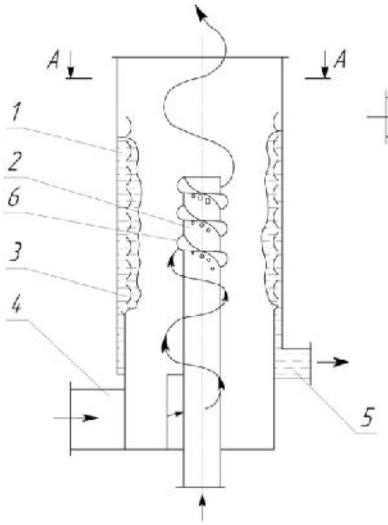



Рисунок 1.1 – Вихревой массообменный аппарат с винтовым факелом орошения:
1 – наружный цилиндр; 2 – центральная труба;
3 – внутренний цилиндр; 4 – патрубок;
5 – штуцер; 6 – спиральная пластина

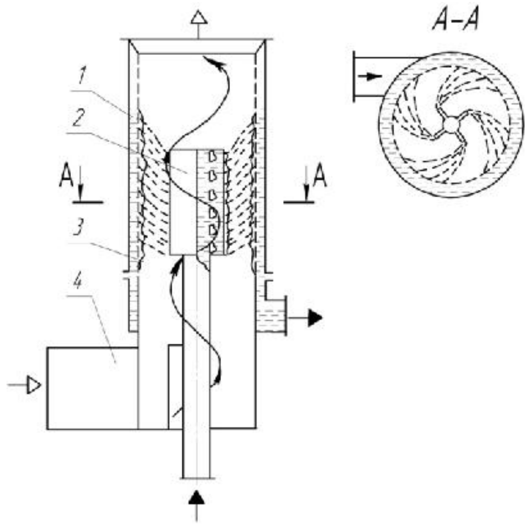



Рисунок 1.2 – Вихревой пылеуловитель
с вертикально – дефлекторным оросителем:
1 – цилиндрический корпус;
2 – ороситель; 3 – сепаратор; 4 – входной патрубок

Закрученный газовый поток разрушает пленку на мелкие капли, которые отбрасываются к стенке аппарата под действием центробежных сил и проникают в зазор между внутренним 3 и наружным 1 цилиндрами через отверстия во внутреннем цилиндре, как бы отсекаясь от газа. Жидкость под действием гравитационных сил опускается в пространстве между внутренним 3 и наружным 1 цилиндрами и удаляется через штуцер 5. Газ, отделенный от жидкости, выводится из аппарата в газоход или атмосферу [100]. Промышленные испытания показали небольшое гидравлическое сопротивление такого аппарата.

Вихревой безнасадочный аппарат для пылеочистки, представленный в соответствии с рисунком 1.2, конструктивно подобен вихревому массообменному аппарату для абсорбции газов [21], показанному на рис. 1.1.

При этом для полного перекрытия жидкостной пленкой газового потока дефлектор оросителя 2 выполняется в виде пластин, приваренных к трубе вдоль ее оси. Газ через тангенциальный входной патрубок 4 поступает в цилиндрический корпус 1, образуя восходящий вращающий поток. Жидкость, выходя из отверстий оросителя 2 в виде струи, растекается по дефлектору (пластине) и образует вертикальные пленочные завесы по всей высоте контактной зоны. Жидкость отделяется от вращающегося потока газа перфорированным сепаратором 3. Эффективность очистки запыленного газа от частиц размером более 5 мкм в зависимости от диаметра аппарата составляет 90% [100].

Но, необходимо иметь ввиду, что гидравлическое сопротивление достигает 1500 Па и частицы размером менее 5 мкм улавливаются плохо. Кроме того, в таких аппаратах возможно образование отложений в оборудовании и газопроводах при капельном уносе влаги из пылеуловителя, а также коррозионный износ при очистке газов, содержащих агрессивные компоненты.

Сепаратор-промыватель [22], согласно рисунку 1.3, включает вертикальный цилиндрический корпус 1. Внутри корпуса установлен конический завихритель 2, содержащий заглушенное нижнее основание 3 и кольцевое с отбортовкой верхнее основание 4.

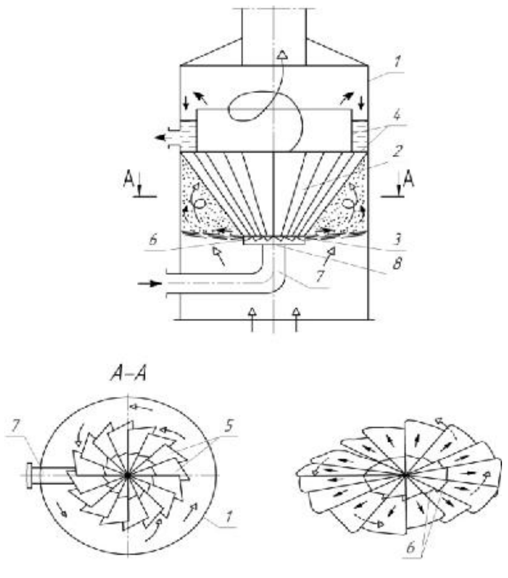



Рисунок 1.3 – Сепаратор - промыватель:
1 – корпус; 2 – завихритель;
3, 4 – основание; 5 – лопасть;
6 – зигзагообразные элементы;
7 – патрубок; 8 – срез

Верхнее основание 4 соединено жестко с корпусом устройства. Основания 3 и 4 завихрителя 2 жестко соединены друг с другом посредством однонаправленных лопастей 5. Нижнее основание 3 снабжено пакетом радиальных зигзагообразных элементов 6 с вершинами, ориентированными по направлению крутки лопастей 5. Перед завихрителем 2 размещен патрубок 7 подвода жидкости, выполненный с верхним плоским срезом 8, которым упирается в нижнее основание 3 завихрителя 2.

Сепаратор-промыватель работает следующим образом. Газовый поток, содержащий механические или газообразные примеси, поступает в устройство снизу. Жидкость поступает в устройство посредством осевого патрубка 7. Благодаря тому, что патрубок 7 подвода жидкости размещен перед завихрителем, при подаче жидкости увеличивается зона контакта фаз и, следовательно, имеет место более эффективное использование рабочего объема устройства.

Благодаря выполнению нижнего основания 3 завихрителя 2 в виде пакета радиальных зигзагообразных элементов 6, в которые упирается плоским верхним срезом 8 патрубок 7 подвода жидкости, происходит растекание жидкости по нижнему основанию 3 и образование плоских радиальных струй. За счет того, что зигзагообразные элементы 6 частично перекрывают друг друга в плане, радиальные жидкостные струи перекрывают друг друга по всему сечению устройства, образуя жидкостной завихритель. Восходящий газовый поток проходит жидкостной завихритель и приобретает вращательное движение, характеризуемое интенсивными турбулентными пульсациями в ядре потока.

При этом в закрученный поток поступает жидкость благодаря отражению радиальных струй жидкостного завихрителя от корпуса 1 устройства, что обуславливает высокоинтенсивный контакт фаз снаружи конического завихрителя 2, повышает степень очистки газа и позволяет более рационально использовать рабочий объем устройства. Далее, закрученный газожидкостной поток взаимодействует с лопастями 5 завихрителя 2, что приводит к дроблению жидкости, обновлению поверхности контакта фаз и интенсификации процессов межфазного обмена. Благодаря тому, что вершина зигзагообразных элементов 6 ориентированы по направлению крутки лопастей 5, происходит увеличение степени крутки газожидкостного потока после прохождения лопастей 5, что повышает эффективность последующего центробежного осаждения жидкости на корпусе 1. Жидкость, осажденная на корпусе 1, стекает в зону кольцевого с отбортовкой основания 4 завихрителя 2, откуда выводится из устройства, а очищенный от примесей и капельной жидкости газ покидает устройство в верхней части [22].

Конденсационный пылеуловитель [23], представленный в соответствии с рисунком 1.4, относится к технике газоочистки и позволяет повысить эффективность улавливания тонкодисперсных частиц пыли. Пылепарогазовая смесь с температурой 120…200° С по подводящему тангенциальному патрубку поступает в спиральный канал, расположенный в цилиндрической части корпуса, где закручивается, смачивается распыленной водой и за счет центробежной силы отбрасывается к стенке рубашки охлаждения 9. В рубашку охлаждения по патрубкам поступает холодная вода и отводится отработанная.

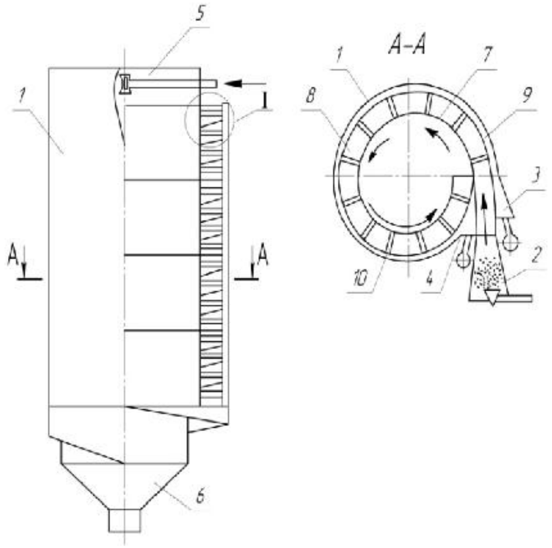



Рисунок 1.4 – Конденсационный пылеуловитель:
1 – корпус; 2 – тангенциальный патрубок; 3 – ввод воды; 4 – вывод воды; 5 – выхлопная труба;
6 – шламосборник; 7 – перегородка;
8 – канал; 9 – рубашка охлаждения;
10 – трубки; 11 – желоб

Трубки 10, сообщенные с полостью рубашки охлаждения 9, выполнены перфорированными, и хладагент (вода) из охлаждающей рубашки 9 поступает в канал, где диспергируется пылепарогазовым потокам на мелкие капли, смачивающие частицы пыли.

В канале происходит конденсация паров пылепарогазового потока, образующийся конденсат и капли диспергированной воды совместно с частицами пыли стекают по стенкам канала частично в сборник шлама, а частично в желоба 11, расположенные под трубками 10. Желоба 11 наклонены в сторону внутренней стенки канала, поэтому вода стекает к этой стенке и диспергируется пылепарогазовым потоком. Капли диспергированной воды за счет центробежной силы отбрасываются к наружной стенке канала. Происходит многократная циркуляция воды, ее нагрев и дополнительное насыщение пылепарогазового потока водными парами. Очищенный газовый поток выбрасывается в атмосферу через выхлопную трубу [23].

С целью увеличения поверхности контакта фаз разработано устройство для контактирования фаз, представленное на рисунке 1.5 [24].

Устройство содержит коагуляционную камеру 1, разгонные трубы 2 подачи запыленного газа, изогнуты в плоскости или пространстве, патрубок ввода орошающей жидкости 3, патрубок ввода запыленного газа 4, патрубок отвода очищенного газа 5, завихрители 6, установленные на выходных участках разгонных труб 2 перед коагуляционной камерой 1, завихрители 7, установленные на выходных участках разгонных труб 2, отводной патрубок 8.

Запыленный газ через патрубок 4 поступает в разгонные трубы 2, куда одновременно через патрубок 3 подают орошающую жидкость.

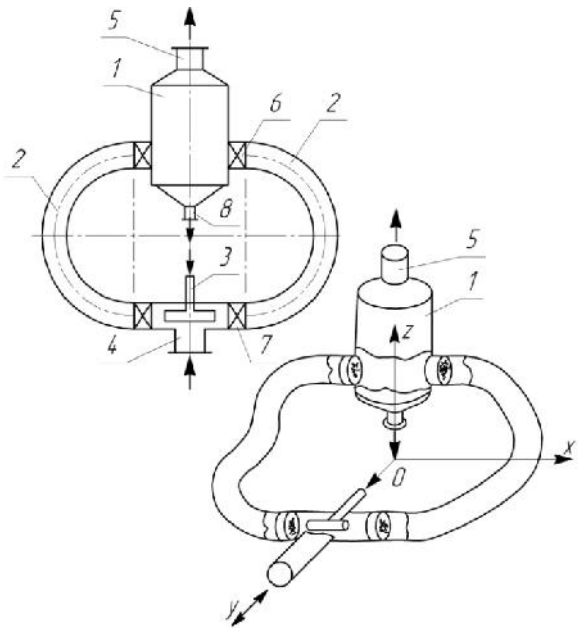



Рисунок 1.5 – Устройство
для контактирования фаз:
1 – коагуляционная камера; 2 – разгонные трубы; 3 – ввод орошающей жидкости;
4 – ввод газа; 5 – вывод газа;
6, 7 – завихрители; 8 – отводной патрубок

С помощью завихрителя 7, установленного на входе в разгонные трубы 2, газожидкостные потоки закручиваются в противоположном направлении. За счет того, что разгонные трубы изогнуты в плоскости или пространстве, т.е. выполнены в виде криволинейных каналов, газожидкостные потоки перемещаются по сложной пространственной траектории, испытывая действие двух полей: поля центробежных сил, создаваемого завихрителя 7, и поля центробежных сил разгонных труб 2. В результате наложения действий этих полей частицы запыленного газа и орошающей жидкости, двигаясь по касательной к криволинейному каналу разгонных труб, получают зигзагообразное направление, причем в разных участках канала они имеют свою траекторию, т.е. происходит их многократное взаимное пересечение. За счет этого увеличивается поверхность контакта фаз и происходит интенсификация процесса. Достигнув завихрителей 6, на выходных участках труб, подготовленные газожидкостные потоки, получившие высокую степень турбулентности, раскручиваются этими завихрителями в противоположную сторону и поступают в коагуляционную камеру 1 одновременно с двух противоположных сторон. Очищенный газ удаляют через патрубок 5, а уловленные частицы пыли вместе с жидкостью – через патрубок 8 [24].

Мокрый пылеуловитель [26], представленный на рисунке 1.6 состоит из вертикального цилиндрического корпуса, патрубков 2 и 3 входа и выхода газа, патрубка 4 входа воды с распылительными форсунками 5, патрубка отвода шлама 6, шламосборника 7, генераторов турбулентности 8. Генератор турбулентности состоит из крепежной решетки 9, пружин 10 для подвески листов 11, осей 12 и дистанционных пружин 13. Запыленный поток газа по патрубку 2 поступает через зону орошения и крепежную решетку 9 с большим живым сечение в генератор турбулентности 8. В генератор турбулентности вместе с газовым потоком поступает диспергированная вода. Благодаря малому расстоянию между листами 11, равному 5…15мм, образуются узкие прямоугольные каналы, в которых при высоких скоростях газа (более 10 м/с) возникают мелкомасштабные трехмерные пульсации газового потока и находящихся в нем твердых частиц и капель жидкости, что приводит к интенсивному сталкиванию частиц с каплями жидкости и стекающей пленкой жидкости, и тем самым способствует эффективному улавливанию мелкодисперсных частиц. Кроме того, усилие пульсаций газового потока и пленки жидкости по всей высоте каналов достигается за счет вибрации тонкостенных листов 11, возникающей при высоких скоростях газа вследствие незначительной толщины листков. В зависимости от производительности пылеуловителя толщина листов металла равна 0,4…0,8 мм, толщина листов из пластмасс несколько больше.

Эффект вибрации листов вследствие высокой скорости газа усиливается нежестким креплением листов в генераторе турбулентности, т.е. как подвеской на пружинах 10 листов, составляющих генератор, так и установкой дистанционных пружин 13 между листами. При интенсивной турбулизации газового потока и стекающей пленки жидкости по всей высоте листов генераторов твердые частицы улавливаются не только каплями диспергированной жидкости, но и стекающей турбулизованной пленкой.

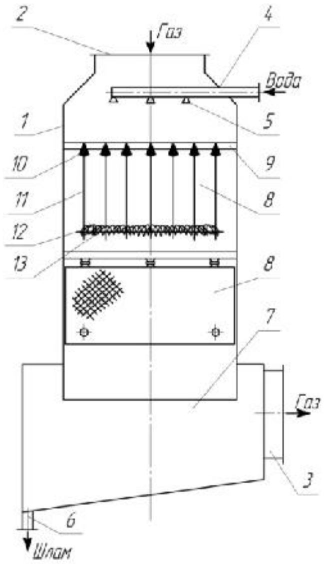



Рисунок 1.6 – Мокрый пылеуловитель:
1 – корпус; 2,3 – вход/ выход газа; 4 – вход воды; 5 – форсунка; 6 – отвод шлама; 7 – шламосборник; 8 – генератор турбулентности; 9 – решетка; 10,13 – пружина; 11 – листы; 12 – ось

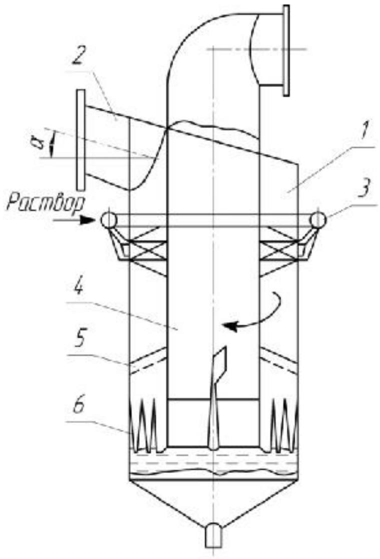



Рисунок 1.7 – Устройство для очистки газов:
1 – корпус; 2 – входной патрубок; 3 – форсунки; 4 – выводной патрубок; 5 – лопатки; 6 – желоб

Загрязненная жидкость попадает в шламосборник 7, откуда шлам через патрубок 6 удаляется из пылеуловителя, а очищенный газ удаляется через патрубок 3. Благодаря прямоточному движению фаз, позволяющему перемещать газ с большой скоростью сверху вниз по прямоугольным каналам простой формы, в пылеуловителе отсутствуют отстойные зоны, что делает невозможным зарастание внутренних элементов пылеуловителя пылью. Кроме того, в силу простоты каналов генератор турбулентности обладает незначительным гидравлическим сопротивлением, что снижает энергетические затраты на прокачку газового потока [26].

Устройство для очистки газов [25], представленное на рисунке 1.7, относится к технике мокрой очистки газов от пыли и позволяет более полно улавливать частицы пыли и капли влаги. Запыленный газ поступает в корпус 1 по тангенциальному входному патрубку 2. Во входной зоне радиально расположенные форсунки 3 орошают закрученный поток брызгами раствора, что способствует коагуляции частиц и оседанию их на внутренних стенках устройства и в нижней части аппарата. Перед поступлением в выводной патрубок 4 очищенного газа пылегазовый поток проходит зону направляющих лопаток 5, где плавно меняет направление с вращательного на поступательное. На участке изгиба лопаток происходит дополнительное осаждение капель шлама по инерции и ударения их о поверхности лопаток. При стекании капель влаги по направляющим лопаткам 5 происходит их слияние в струйки, которые движутся в желобах 6. Явно выраженный рельеф желобов предотвращает механический каплеунос с их поверхностей.

Пылегазовый поток ударяется вертикально в поверхность улавливаемой жидкости и происходит досаждение взвешенных в нем частиц пыли и водно-шламовых капель за счет резкого изменения направления потока [25].

На рисунке 1.8 представлен аппарат [27], выполненный в виде цилиндрического корпуса с тангенциальным входным патрубком в его нижней части, патрубком для выхода очищенного газа – в верхней части, патрубком для вывода шлама, опорная решетка со слоем насадки, над которой установлено оросительное устройство, выполнена в виде перфорированной конической поверхности, имеющий угол откоса, равный углу естественного откоса используемой насадки, с жалюзийным водоотбойником, закрепленным на штоке под ней с возможностью вертикального перемещения на штоке, в верхней части корпуса установлен загрузочный дозатор насадки, а в среднем выполнены боковые окна для выгрузки забитой отложениями насадки. Изобретение повышает эффективность очистки запыленных газов за счет того, что аппарат

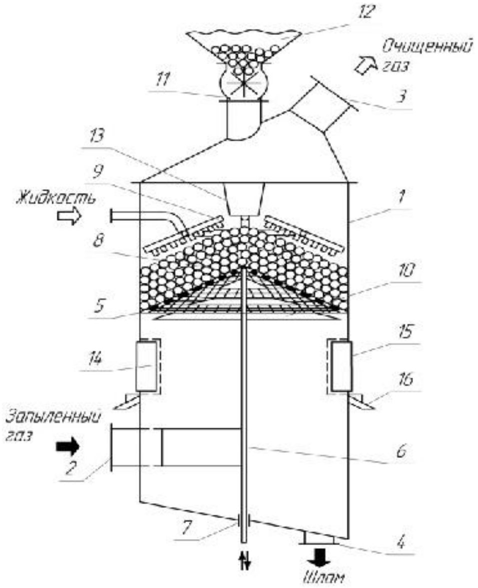



Рисунок 1.8 – Аппарат для мокрой очистки газов:
1 – корпус; 2, 3, 4 – патрубки;
5 – опорная решетка; 6 – шток;
7 – опора; 8 – насадка;
9 – ороситель; 10 – водоотбойник;
11 – дозатор; 12 – бункер;
13 – воронка; 14 – окно;
15 – крышка; 16 – лотковый спуск

представляет собой комбинированную систему, имеющую две ступени очистки, первую – циклон с водяной пленкой и вторую – насадочный газопромыватель [27].

Для всех представленных конструкций аппаратов мокрой газоочистки характерна сравнительно высокая эффективность работы, но при этом они требуют больших расходов воды и тонкого распыления, что приводит к необходимости организации оборотного цикла водоснабжения и, следовательно, к увеличению стоимости газоочистки. В рассмотренных конструкциях при неравномерной плотности орошения происходит нарушение аэродинамики воздушного потока и значительный каплеунос.

Таким образом, анализ рассмотренных конструктивных решений газоочистных аппаратов свидетельствует о необходимости разработки высокоэффективных орошаемых инерционных аппаратов с активной гидродинамикой для очистки и охлаждения газовых потоков.

Разработка конструкций новых газоочистных аппаратов позволит повысить эффективность пылеулавливания при значительном снижении гидравлического сопротивления устройства, а также сэкономить материальные средства и площади производственных помещений за счет возможности установки аппаратов в газоходах пылеулавливающей системы.

## 1.3 Обзор известных конструкций газопромывателей с внутренней циркуляцией жидкости

Устройство и эксплуатация систем мокрой пылеочистки значительно упрощаются, если подвод орошающей жидкости к зонам контакта выполняется в результате ее циркуляции внутри аппарата. Шлам, скапливающийся в бункере, отводится непрерывно либо периодически посредством механических транспортеров, в этом случае необходимость в системе оборотного водоснабжения отпадает, либо отвод шлама производится гидравлическим путем – сливом части воды. В последнем случае устройство системы оборотного водоснабжения может оказаться целесообразным, но нагрузка на нее значительно меньше, чем при циркуляции всего объема воды.

Для пылеуловителей такого типа характерно наличие емкости, заполненной водой. Очищаемый воздух контактирует с этой водой, причем условия контакта определяются взаимодействием струй воздуха и воды. Это же взаимодействие вызывает циркуляцию воды через зону контакта за счет энергии самого очищаемого воздуха [66, 67].

Расход воды устанавливается в виде потерь ее на испарение и с удаляемым шламом. Если удаление шлама производится механическим скребковым транспортером или вручную, то расход воды в таком случае минимальный и составляет порядка 3…5 г на 1 м$^3$ воздуха. В случае периодического слива сгустившегося шлама, расход воды устанавливают в зависимости от консистенции шлама в соотношении 10…15 г на 1 м$^3$ воздуха, при непрерывном сливе расход воды не менее 100…200 г на 1 м$^3$ воздуха. Заполнение пылеуловителей водой должно регулироваться автоматически, а поддержанее ее постоянного уровня имеет важное значение, поскольку его колебания приводят к существенным изменениям как эффективности, так и производительности установки газоочистки. Наиболее популярные конструкции аппаратов внутренней циркуляцией жидкости представлены на рисунке 1. 9.

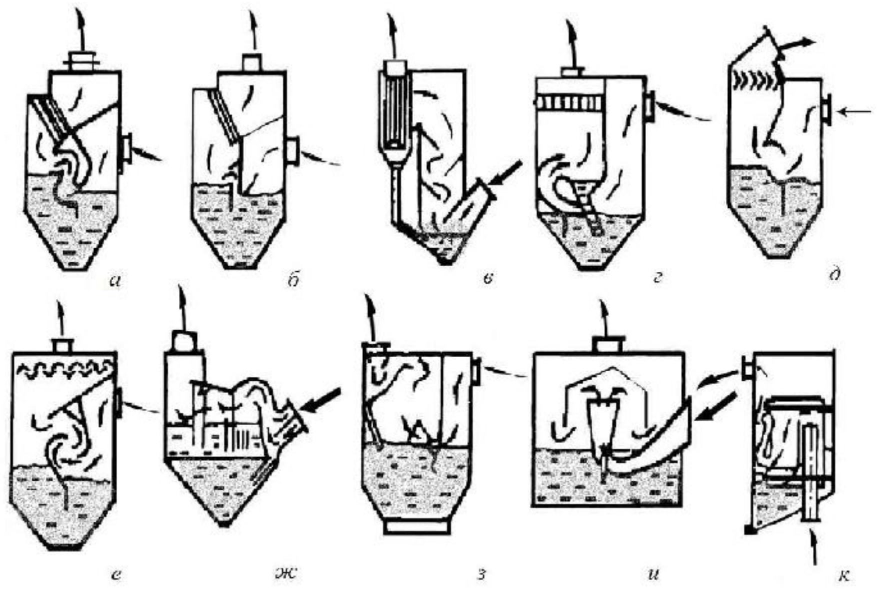



Рисунок 1.9 – Конструкции газопромывателей с внутренней циркуляцией жидкости: *а* – ротоклон типа N (США); *б* – пылеуловитель ПВМ (Россия); *в* – пылеуловитель ВНИИМТ (Россия); *г* – ротоклон М (Чехославакия); *д* – пылеуловительWNA(Германия); *е* – ротоклон "Аско" (Германия); *ж* – пылеуловитель ГИПРОХИМа (Россия); *з* – ротоклон "Клайратор" (США); *и* – пылеуловитель VDN(Австрия); *к* – ротоклон N НИИОГАЗа (Россия)

Конструктивно такие аппараты состоят из частично погруженных в жидкость контактных каналов и каплеуловителей, объединенных в одном корпусе. Их принцип действия основан на интенсивной промывке газа в контактных каналах различной конфигурации с дальнеешей сепарацией газожидкостного потока в каплеуловителях.

Жидкость, отделенная от газа, не удаляется при этом из аппарата, а продолжает циркулировать внутри него за счет кинетической энергии потока газа, многократно используясь в пылеулавливающем процессе. Каждый из таких аппаратов имеет устройство для поддержания постоянного уровня жидкости  и устройство для отвода шлама.

Процесс осаждения частиц пыли в мокрых пылеуловителях этого типа основан на так называемом «механизме удара» [71]. Эффективность осаждения обусловливается инерционным параметром η, который зависит от эквивалентного диаметра входного патрубка скорости истечения газового потока из него. Влияние на эффективность аппарата оказывает расстояние от отверстия патрубка до поверхности осаждения. При уменьшении этого расстояния растет как эффективность осаждения, так и гидравлическое сопротивление аппарата и, наоборот, при увеличении, оба эти параметра понижаются. Поэтому для нормальной эксплуатации ударно-инерционных аппаратов чрезвычайно важно поддержание оптимального уровня жидкости.

Отличительные особенности аппаратов:

1. орошение газового потока производится без использования форсунок, что позволяет использовать для очистки газа орошающую жидкость с высоким содержанием взвеси (до 300 мг/м$^3$);

2. замкнутый контур циркуляции жидкости внутри аппарата, позволяющий многократно употреблять жидкость и осуществлять ее расход на газоочистку значительно более рационально, чем в других типах мокрых пылеуловителей;

3. утилизация уловленной пыли из аппарата в виде густого шлама с низкой влажностью, что уменьшает нагрузку на систему очистки воды, либо позволяет полностью отказаться от ее сооружения;

4. размещение каплеуловителей  внутри корпуса, что позволит снизить габаритные размеры аппарата  и обеспечить его компактность.

Рассмотренные особенности газопромывателей ударно-инерционного действия способствовали их широкой популярности, успешной разработке и внедрению таких аппаратов в России и зарубежом.

С целью эксплуатации пылеуловителей в оптимальном режиме производится регулирование режимных параметров, в частности, гидравлического сопротивления, обеспечивающего благоприятные условия взаимодействия фаз при максимальной эффективности улавливания пыли с наименьшими энергетическими затратами.  Регулирование сопротивления приобретает большое значение также для стабилизации процесса газоочистки при меняющихся параметрах очищаемого воздуха. Ряд таких газопромывателей представлен на рисунке 1.10.

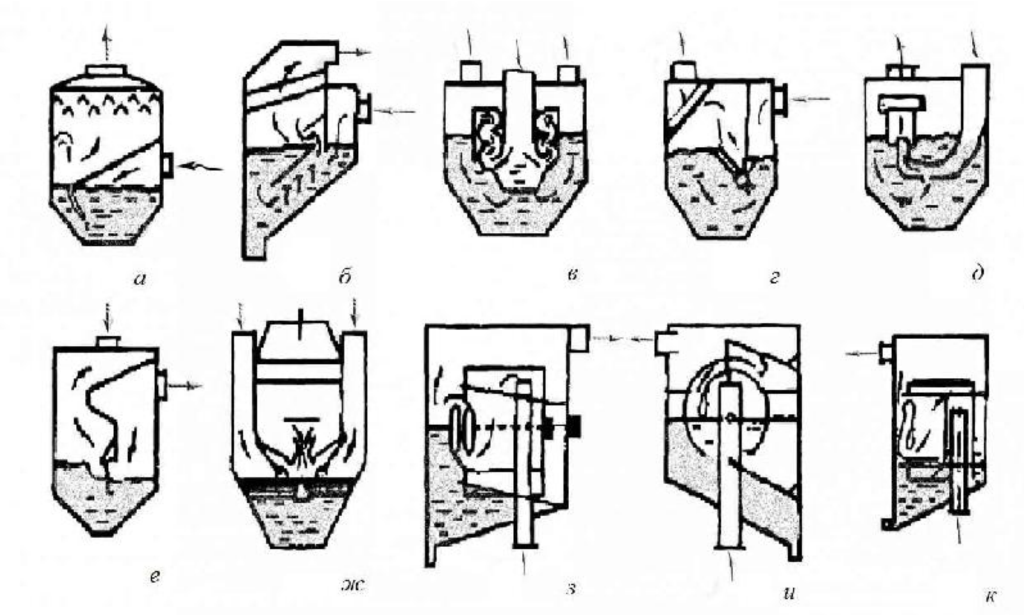



Рисунок 1.10 – Мокрые пылеуловители с регулируемыми параметрами:
*а* – по патенту №1546651 (ФРГ); *б* – АС №556824(СССР); *в* – АС № 598625 (СССР);
*г* – АС №573175 (СССР); *д* – по патенту № 1903985 (ФРГ);
*е* – АС № 13686450 (Франция); *ж* –АС№ 332845 (СССР); *з* – АС№ 318402 (СССР);
*и* – АС № 385598 (СССР); *к* – типа РПА НИИОГАЗа (СССР)

Поворот регулирующих перегородок в  пылеуловителях на рисунке 1.10, *а, б*, осуществляется  вручную или дистанционно посредством привода электродвигателя, а в аппарате на рисунке 1.10, *в* – вручную, путем перемещения перегородок друг относительно друга на резьбовом соединении. На рисунке 1.10, *е. ж* пылеуловитель снабжен нижними перегородками в виде поплавка, что способствует стабилизации процесса газоочистки при изменяющемся уровне жидкости. В аппаратах на рисунке 1.10, *и, к* контактные устройства размещены на стенках плавающей камеры, погруженной в жидкость, что позволит автоматически поддерживать постоянное гидравлическое сопротивление при изменяющейся нагрузке по газовой фазе.

За рубежом (в США) применяют барботажный пылеуловитель, скомпонованный в одном блоке с центробежным вентилятором [70]. Такой аппарат называют ротоклоном типа N (рисунок 1.11). В этом аппарате газ проходит через щелевые каналы (импеллеры), образованные изогнутыми лопатками, нижняя часть которых опущена в жидкость. При этом создается завеса из капель разбрызгиваемой жидкости.

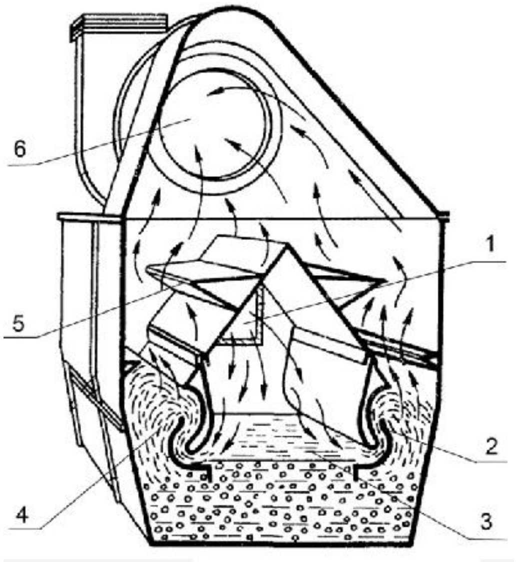



Рисунок 1.11 – Ротоклон типа N:
1 – устройство для подвода газа;
2 – направляющие лопатки;
3 – уровень воды; 4 – зона промывки;
5 – каплеотбойник; 6 – устройство
для вывода газа

В этой завесе газ охлаждается и очищается от пыли. Скорость газа в щелевых каналах ротоклона не превышает 15 м/с. Жидкость в аппарате поддерживают на определенном уровне, который играет важную роль в нормальной эксплуатации ротоклона. Ротоклон типа N предназначен для очистки вентиляционного воздуха от волокнистой и липкой пыли. Шлам удаляют из аппарата периодически по мере накопления в нем определенного количества пыли. Для компенсации уноса и испарения воды ее подают в ротоклон в количестве, не превышающем 0,03 кг/м$^3$.

Производительность ротоклонов от 2,5 до 90 тыс м$^3$/ч. Газовую нагрузку принимают, исходя из площади зеркала воды в резервуаре. Она равна в среднем

1000 м$^3$/(ч·м$^2$). Длина щелевого канала составляет от 0,8 до 10м при гидравлическом сопротивлении ротоклона не более 1,0÷2,5 кПа [73].

В России применяют следующие ударные пылеуловители [70,71]: конструкции института "Гидротяжмаш", работающий по типу ротоклона N, производительностью 10 и 40 тыс м$^3$/ч; конструкции ВЦНИИОТа типа ПМВК производительностью 45 и 10 тыс м$^3$/ч и конструкции института "ЦНИИ промзданий" типа ПВМ (рисунок 1.12) производительностью 3,5; 10; 20 и 40 тыс м$^3$/ч. Применяют и ротоклон типа "Урал", у которого газовая нагрузка на 1 м щели составляет 10…15 тыс м$^3$/ч при гидравлическом сопротивлении 1000 Па.

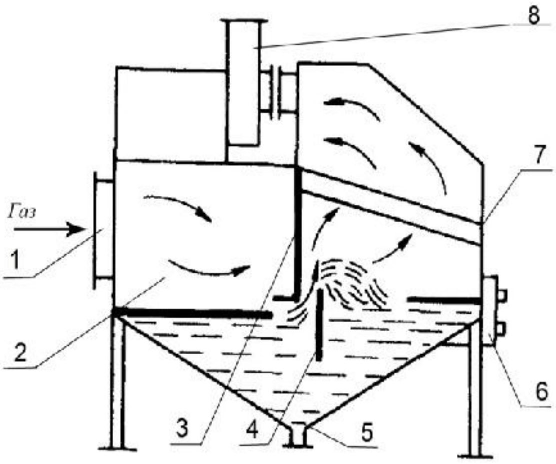



Рисунок 1.12 – Ротоклон типа ПВМ:
1 – патрубок подачи газа; 2 – корпус;
3 – верхний импеллер;
4 – нижний импеллер; 5 – слив жидкости;
6 – уровень воды; 7 – каплеотбойник;
8 – вытяжной вентилятор

Известные конструкции газопромывателей с внутренней циркуляцией жидкости очень чувствительны к изменению уровня жидкости и к газовой нагрузке на контактные каналы, даже небольшие отклонения от оптимальных значений этих параметров приводят к раскачке уровня жидкости в контактных каналах, неустойчивым режимам работы и понижению эффективности очистки. Такие аппараты, как правило, имеют большие габариты, обусловленные низкими скоростями газа в контактных каналах. Указанные недостатки аппаратов, а также малая изученность протекающих в них процессов, отсутствие достоверных методов расчета, затрудняют разработку новых конструкций газопромывателей такого типа и их массовое внедрение в производство.

Для обеспечивания высокой эффективности пылеулавливающей установки, особенно при очистке от тонкодисперсной пыли, нужно иметь в виду, что получить необходимое значение конечной запыленности можно, в зависимости от аппаратуры для улавливания, различными путями и разными способами [72]. При выборе между сухим и мокрым способом пылеочистки нужно учитывать, что несмотря на более простую возможность добиться желаемой степени очистки в аппаратах мокрого типа, энергозатраты в них для выполнения высокоэффективной пылеочистки значительно выше, чем в сухих аппаратах.

Общим недостаткам мокрых аппаратов является необходимость обработки шлама, отходящего от аппарата, с отстаиванием в нем уловленной пыли и возвратом оборотной воды снова на проведение процесса газоочистки. Недостатком также является зарастание системы трудноудалимыми отложениями, котроые снижают эксплуатационную надежность установки, особенно если пыль имеет склонность к цементации при обработке водой. Мокрые методы предпочтительны, если необходимо одновременное охлаждение очищаемого газа до точки росы, либо улавливаемая пыль будет использоваться в последующем производстве в виде пульпы. В ряде случаев мокрые пылеулавливающие установки применяются для очистки взрывоопасных, либо токсичных газов, что объясняется малыми габаритами установок, позволяющими лучше обеспечить условия герметизации корпуса. Снижение энергозатрат в мокрых схемах может быть достигнуто при применении мокрых электрофильтров, но это приведет к увеличению капитальных затрат и габаритов установок. Все вышесказанное обуславливает проведение комплексного теоретического и экспериментального исследования газопромывателей с внутренней циркуляцией жидкости с целью интенсификации систем очистки промышленных газов.

## 1.4 Проблемы расчета гидродинамики и сепарации многофазных сред

Разработка новых математических подходов к расчету турбулентных закрученных течений является важным шагом в создании адекватных методов расчета инерционных аппаратов с целью оптимизации их технологических и конструктивных параметров и исключения дорогостоящих экспериментальных исследований. В настоящее время произошли значительные изменения в области математического моделирования, связанные с применением вычислительных технологий и пакетов программ, что дает возможность прогнозировать аэрогидродинамические характеристики аппаратов уже на стадии проектирования, можно предусмотреть такие конструктивные решения отдельных узлов аппарата, которые позволят значительно повысить эффективность газоочистки.

Основное внимание необходимо уделить исследованию смежных задач гидродинамики, а также статистическим подходам для прямого численного моделирования закрученных течений многофазных сред и задачам турбулентности. Наиболее интересна разработка эффективного численного метода решения многомерных чисто гиперболических уравнений, либо уравнений параболического типа, содержащих гиперболические части. Для описания пространственно - нестационарных задач течения многофазных сред применяются такие математические модели. Проблема построения вычислительного алгоритма решения такого типа задач достаточно сложна и, как правило, решается поэтапно [225].

Сформулируем некоторые общие положения математической реализации таких схем.

1. Гиперболичность уравнений. Гиперболическая часть параболических уравнений является источником возникновения больших градиентов в узких зонах (в чисто гиперболических задачах появляются разрывы решений). Эффективные методы решения гиперболических уравнений имеют, таким образом, широкую сферу применения. Действительно, методы расщепления по физическим процессам позволяют довольно формально и эффективно вводить практически любой ранее разработанный (для решения гиперболических уравнений) метод в общий алгоритм решения параболической задачи, содержащей гиперболическую часть. В качестве примера можно привести расщепление в методе типа частиц в ячейках (на конвективную и неконвективную части); схемы Маккормака (нсвязкое обтекание и пограничный слой); модификации сеточно-характеристического метода и др.

2. Многомерность. Наиболее универсальными и эффективными подходами решения многомерных параболических и гиперболических уравнений (явные и неявные схемы) являются разнообразные методы расщепления по пространственным переменным. Используя подобные подходы, можно практически любой одномерный численный алгоритм естественным образом

обобщить на многомерный случай. Исходная задача, таким образом, существенно упрощается и сводится к поиску “хороших” одномерных схем.

3. Метод неопределенных коэффициентов. Весьма конструктивным является использование метода неопределенных коэффициентов (с введением линейных пространств этих коэффициентов) на этапе анализа разностных схем для простейших уравнений переноса. Этот подход позволяет построить для произвольных сеточных шаблонов все множество разностных схем с положительной аппроксимацией (монотонных или мажорантных схем подругой терминологии), играющих важную роль в вычислительной математике. В самом общем случае удается доказать отсутствие разностных схем с положительной аппроксимацией и с более высоким (чем первый) порядком точности на решениях исходных уравнений. На основе этого же подхода для наиболее употребительных сеточных шаблонов (как явных, так и неявных) построены сеточно-характеристические схемы второго и третьего порядка точности, наиболее близкие во введенном в рассмотрение пространстве коэффициентов к схемам с положительной аппроксимацией. Данный подход является весьма перспективным и при построении так называемых гибридных схем для эффективной регуляризации разрывных численных решений [225].

4. Проблемы верификации результатов численного моделирования. Эта проблема приобретает особенную актуальность, когда речь идет о прямом численном моделировании сложных (комплексных) явлений или процессов. В этом случае существенным моментом оказывается обнаружение, распознавание и идентификация новых эффектов. Задачи распознавания представляют собой, по существу, построение дискретных аналогов проблем поиска оптимальных решений.

Математические модели течения многофазных сред должны, с одной стороны, максимально точно прогнозировать показатели газоочистки при модифицировании какого-либо параметра, а с другой стороны, показывать возможные пути интенсификации процесса сепарации. Для этого модель должна обеспечивать характеристики всех важных аспектов течения (граничные условия, физические параметры многофазных сред, турбулентность и геометрические характеристики) с возможностью решения таких уравнений.

В настоящее время далеки от совершенства даже модели однофазных турбулентные течений, хотя имеются уже достаточно эффективные модели, расчет по которым не вызывает принципиальных сложностей.

Моделирование течения дисперсной фазы в инерционных аппаратах осложняется детерминированно-стохастическим характером движение частиц в турбулентном закрученном потоке, который осложняется взаимодействием частиц друг с другом и со стенками аппарата, сложностью задания входных условий, модификацией частиц в результате дробления и коагуляции.

Достаточно хорошо обосновано использование метода математического моделирования для исследования потока мелкодисперсных частиц, движение которых подчиняется закону Стокса. В случае очень крупных частиц при их высокой концентрации и значительной частотой соударений, перспективные методы в этом направлении отсутствуют. Агломерацию и коагуляцию частиц также можно отнести к особо сложным факторам для моделирования.

Расчет турбулентных закрученных течений при создании адекватных методов расчета инерционных аппаратов должен давать корректные результаты в широком диапазоне переменных, а также сочетаться с простым и недорогим лабораторным исследованием характеристик пыли, результаты которого могут применяться в качестве входных данных. Наиболее оптимальный метод расчета выбирается только после многочисленных опытов, при неизбежном несовпадении результатов для первого численного расчета с характеристиками оборудования. Сложные процессы, например коагуляция, может быть учтена посредством эмпирических соотношений при условии, что они в количественном соотношении достаточно реальны.

## 1.5 Проблемы конструирования инерционных аппаратов с активной гидродинамикой

В настоящее время область промышленного распространения инерционных аппаратов с активной гидродинамикой с каждым годом все расширяется. Их использование приводит к росту производительности газоочистных установок при их компактности, сокращению сроков окупаемости, повышению эффективности протекающих в них процессов. Эффективность инерционных аппаратов отмечается многими авторами в монографиях и обзорных статьях по данной тематике.

Тем не менее, существуют факторы, усложняющие распространение инерционных аппаратов с активной гидродинамикой. Несмотря на активное расширение области применения мокрой очистки газа, отсутствуют данные о полной замене такими инерционными аппаратами традиционной сепарационной аппаратуры (циклоны, мокрые фильтры, скрубберы) хотя бы в одной из областей промышленности [10, 12, 22].

Основную причину ограниченного использования таких аппаратов многие авторы [16, 19, 20] видят в отсутствии достоверных методов расчета гидроаэродинамических процессов в газопромывателях, а также критериев масштабного перехода от лабораторных моделей к промышленным установкам.

Интенсификация процессов в инерционных аппаратах приводит к существенному увеличению крутки потока, что может повлечь за собой потерю устойчивости, для которой характерен распад осесимметричного вихревого ядра и возникновение после области распада возмущенного движения в виде одиночных или двойных винтообразных вихрей. Возможность образования вихря определяется значением критерия Рейнольдса и параметром крутки. Установлено, что увеличение крутки потока ведет к ускорению распада вихревого ядра, тем самым расширяя границу неустойчивой работы инерционных аппаратов.

В современных исследовательских работах в теории и практике газоочистного оборудования можно отметить обширный диапазон исследований в этой области, что объясняется кажущейся простотой реализации закрученных потоков в промышленных установках. Однако в большинстве работ игнорируется сложная структура реального течения [182]. Многие исследователи [187] ограничиваются замером лишь осредненных характеристик потока, которые не дают представления о пространственных структурах реального течения, без изучения которых невозможно определить, достигнута ли максимальная эффективность процесса сепарации, найти границы переходных зон и верно оценить новые конструктивно-схемные решения.

При этом остается невозможным создание теории подобия сильно закрученных потоков, необходимой для целенаправленного совершенствования инерционных аппаратов для газоочистки. Этот факт спровоцировал создание большого количества противоречивых рекомендаций для выбора конструктивных параметров газопромывателей (закручивающих устройств и размеров проточной части), которые были реализованы в разнообразных промышленно выпускаемых аппаратах.

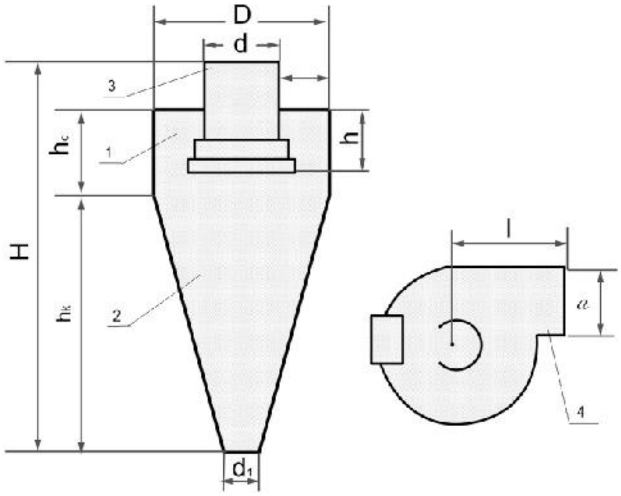



Рисунок 1.13 – Конструктивная схема газопромывателя:
1 – цилиндрическая обечайка; 2 – коническая обечайка; 3 – труба выхлопная;
4 – тангенциальный входной патрубок

Рекомендации по конструированию базируются, как правило, только на данных экспериментального исследования, что сужает диапазон их применимости.

В качестве пояснения к рисунку 1.13 в таблице 1.1 приводятся обобщенные значения рекомендуемых параметров [60], диапазон разброса которых свидетельствует о неблагополучии сложившейся ситуации. До настоящего времени в области применения газоочистных аппаратов отсутствует единая терминология, не разработаны единые модифицированные ряды аппаратов, не разработан общий подход для оценки основных технологических показателей аппаратов.

Таблица 1.1 – Рекомендации для выбора конструктивных параметров

| Параметр | Вид | Значение |
| --- | --- | --- |
| Относительная ширина входного патрубка | $b/D$ | 0,05÷0,35 |
| Относительный диаметр входного патрубка | $d/D$ | 0,15÷0,75 |
| Соотношение размеров входного патрубка | $h/b$ | 1÷6 |
| Соотношение площади входа и выхода | $A_{вх}/A_{вых}$ | 0,6÷2,5 |
| Относительная длина выхлопной трубы | $L_{вых}/D$ | 0,5÷1,8 |
| Относительная длина корпуса аппарата | $l/D$ | 1,5÷5,5 |
| Отношение конической части к длине корпуса | $L_к/l$ | 0÷1 |

Подобная ситуация наблюдается и в промышленном производстве, где динамические газопромыватели изготовляются в условиях единичного выпуска, т.к. для них не возможна технология изготовления из листового металлопроката, широко используемая в случае циклонного оборудования.

# ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 1

1. Анализ современного состояния и перспектив развития газоочистного оборудования показал, что в химической промышленности и смежных с ней отраслях производства используются газоочистные аппараты с закрученным движением дисперсной среды, эффективность которых полностью определяется гидродинамическим совершенствованием процесса сепарации. Современные газоочистные аппараты различаются, как правило, способом организации закрутки потока или конструктивным оформлением узла разделения фаз.

2. Основными недостатками известных устройств являются: низкая эффективность улавливания тонкодисперсных частиц, вторичный унос дисперсной фазы, высокое гидравлическое сопротивление, склонность к залипанию пыли. Указанные недостатки обусловливают поиск новых оригинальных конструктивно-схемных и технологических решений для перехода к современным инерционным аппаратам с активной гидродинамикой, в которых низкие энергетические затраты на газоочистку, эксплуатационная надежность и простота конструктивного оформления, сочетаются с высокой эффективностью процесса сепарации дисперсных частиц.

3. Несмотря на сравнительно большое число исследований в этой области, практически отсутствуют работы, охватывающие принципы расчета газоочистного оборудования с единых методологических позиций. С точки зрения большинства исследователей существуют задачи, решить которые необходимо в ближайшие годы: отсутствие комплексного подхода к оценке параметров аппаратов и технологических процессов, способного обеспечить оптимальную настройку аппаратов и максимальную эффективность процесса; недостаточная точность известных методов расчета эффективности, основанных на аппроксимации фракционной эффективности пылеуловителей эмпирико-вероятностными функциями.

4. Сложность общей гидродинамической картины сепарации многофазных потоков, а также взаимодействие этих потоков между собой, обуславливает трудности ее математического описания. Этим объясняется необходимость исследования влияния режимных и конструктивных параметров на эффективность процесса газоочистки с оценкой вклада отдельных элементов для более детального понимания физического механизма центробежной интенсификации.

# ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Анализ достоинств и недостатков различных методов очистки газов от газообразных примесей позволил сделать вывод о том, что при очистке больших объемов газовых выбросов наиболее простым и надежным в реализации является очистка в инерционных аппаратах с активной гидродинамикой. Целью настоящей работы является повышение эффективности газоочистки на основе теоретических и экспериментальных исследований закономерностей изменения гидродинамических характеристик инерционных аппаратов с активной гидродинамикой, разработки методик их расчета и рекомендаций по проектированию и созданию новых конструкций.

Для достижения поставленой цели в работе решались следующие задачи:

1. Разработать научно-обоснованный обобщенный метод прогнозирования эффективности газоочистки на основе анализа гидродинамики газодисперсных потоков в различных зонах газопромывателя, с оценкой вклада отдельных составляющих на основные показатели работы аппарата. Определить основные критерии подобия, моделирующие работу широкого класса газоочистных аппаратов.
2. Исследовать движение частиц в закрученном потоке и получить качественную картину распределения составляющих скорости газа в сечении аппарата. Разработать численный алгоритм для расчета движения газодисперсных потоков при различных режимах течения газовзвесей в рабочей зоне аппарата.
3. Получить принципиально различные режимы течения движущейся в поле центробежных сил среды в зависимости от интенсивности закрутки потока, формируемого вращающимся лопастным завихрителем. Экспериментально установить закономерности процесса сепарации и произвести сопоставление опытных и расчетных эффективностей очистки газа от дисперсных примесей.
4. Экспериментально установить оптимальные гидродинамические условия центробежной сепарации и разработать рекомендации по подбору соответствующих им конструктивно-схемных решений отдельных узлов аппарата, которые позволят значительно повысить эффективность газоочистки.

5. Исследовать процесс гидродинамического взаимодействия фаз в аппаратах ударно-инерционного действия. Разработать методику инженерного расчета, учитывающую вязкость орошающей жидкости и структуру течения потока, определяемую профилем лопаток импеллера. Выявить возможные пути повышения эффективности газоочистки при минимальных энергозатратах.
6. Исследовать рабочие процессы в инерционных аппаратах с активной гидродинамикой, выявить закономерности изменения гидравлического сопротивления и фракционной эффективности очистки газа от технологических параметров. Разработать перспективные конструктивно-схемные решения и сопоставить сепарационные возможности новых аппаратов.

Разработать рекомендации по совершенствованию схемных решений системы газоочистки и внедрить наиболее эффективные научно-технические разработки для проектирования газоочистных систем на промышленных предприятиях, а также оценить их технико-экологическую эффективность.

# ГЛАВА 2 ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ДИСПЕРСНЫХ ЧАСТИЦ И РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТИ ПОТОКА ГАЗА В АППАРАТЕ

Несмотря на обширный теоретический и экспериментальный материал по исследованию процессов сепарации в аппаратах с закрученными потоками, большая часть наблюдаемых в них явлений не может быть объяснена в рамках сложившихся представлений, а вопрос повышения их эффективности остается нерешенным. Существующие методы расчёта не учитывают сложность общей гидродинамической картины сепарации многофазных потоков, а также взаимодействие этих потоков между собой. Этим обосновывается необходимость в исследованиях основных технологических параметров процесса сепарации в широком диапазоне их значений для создания высокопроизводительных, экономичных и экологически надежных инерционных аппаратов с активной гидродинамикой с последующим прогнозированием их эффективности.

В отличии от эксперимента, численное моделирование позволяет варьировать ряд значимых параметров задачи (вязкость, расходные характеристики, скорость вращения), которые оказывают существенное влияние на формирование и поведение закрученных течений. В настоящее время произошли значительные изменения в области математического моделирования, связанные с применением вычислительных технологий и пакетов программ, что дает возможность реализовывать конструктивные решения отдельных узлов аппарата и выявлять оптимальные гидродинамические условия процесса центробежной сепарации уже на стадии проектирования.

## 2.1 Численное моделирование многофазных течений

Аналитический подход большинства исследователей [47,51,102,114] к описанию гидродинамики инерционных аппаратов основывается на системе уравнений Навье-Стокса, дополненных уравнениями неразрывности установившегося осесимметричного закрученного газодисперсного потока. Решение системы уравнений Навье-Стокса математически затруднительно, что обусловливает необходимость принятия целого ряда не совсем корректных допущений, что снижает адекватность предлагаемых аналитических описаний реальной гидродинамической картине в инерционных аппаратах и, в конечном итоге, приводит к существенным расхождениям результатов вычислений с опытными данными. В связи с этим физический эксперимент, как отмечается в работе [106], является до сих пор основным способом получения достоверной информации о структуре и характеристиках закрученных потоков. В свою очередь, наиболее существенным недостатком экспериментальных исследований скоростного поля является их невысокая, в большинстве случаев, точность, обусловленная использованием зондовых методов измерений [114]. Этим объясняется получение отдельными авторами противоречивых результатов и выводов, что является сдерживающим фактором развития аналитических, обобщающих подходов к описанию гидродинамики газодисперсного потока в газопромывателях. Применение методов численного моделирования является особенно актуальным в задачах механики многофазных течений с исследованием смежных задач аэрогазодинамики. Также необходимо рассматривать статистические подходы для прямого численного моделирования течений газа и задач турбулентности.

Наиболее интересна  разработка эффективного численного метода решения многомерных чисто гиперболических уравнений, либо уравнений параболического типа, содержащих гиперболические части. Для описания пространственно - нестационарных задач течения многофазных сред применяются такие математические модели. Проблема построения вычислительного алгоритма решения такого типа задач  достаточно сложна и, как правило,  решается поэтапно [127].

Однако в настоящее время принципы рационального численного моделирования позволяют существенно продвинуться в области построения систем, имитирующих такие явления, что дает основу для развития средств моделирования и создания методик расчета течений многофазных сред.

Принципиально новый подход к решению гидродинамической задачи течения многофазных сред осуществил С.А. Бостанджиян [106], рассмотревший случай однородного двухпараметрического движения газодисперсного потока. Расчеты, проведенные на основе полученных им зависимостей, дали удовлетворительное совпадение с экспериментальными данными, однако постановка задачи применительно к инерционным аппаратам весьма упрощена, что не дает возможности использования этого метода в технологичсских расчетах аппаратов такого типа.

В монографии В.В. Найдснко [145] представлен наиболее полный и подробный анализ основных теоретических подходов к описанию многофазных течений, в том числе и с использованием уравнений Навье-Стокса. Автор рассматривает уравнения винтового движения для случая двухпараметрических винтовых потоков. Решение этих уравнений при реальных граничных условиях позволяет избежать порой непреодолимые математические трудности, которые возникают при интегрировании уравнений Навье-Стокса. Эти решения предлагаются В.В. Найдснко для различных схем работы циклонных аппаратов и в достаточной степени адекватно соответствуют реальным условиям проведения процессов газоочистки.

Другим подходом к описанию многофазных течений следует считать применение общих зависимостей, полученных для условий, моделирующих работу инерционных аппараов (например, течение Тэйлора), с включением в эти уравнения коэффициентов, учитывающих реальную конструкцию аппарата.

Таким образом, методы численного моделирования являются особенно актуальными в задачах механики многофазных течений с исследованием смежных задач аэрогазодинамики. Также необходимо рассматривать статистические подходы для прямого численного моделирования течений газа и задач турбулентности.

## 2.2 Моделирование в программном пакете Ansys CFX

На первом этапе подготовки исходных параметров ставилась задача создания твердотельной геометрической модели, моделирующей объем с протекающим внутри него исследуемым течением.

Поскольку элементы проточной части инерционных аппаратов (закручивающие устройства, подводящие патрубки, каплеуловители) часто имеют сложную конфигурацию, создание их геометрической модели достаточно трудоемкое. 3D модель газопромывателя была реализована в пакете твердотельного моделирования Solid Works (рисунок 2.1), а затем импортирована в Ansys Design Modeler. Качество получаемых на основе проведения вычислительного эксперимента результатов напрямую зависит от качества построенной расчетной сетки, в которой реализуется разбиение расчетной области на множество отдельных ячеек. Типовые ячейки сетки, представленные на рисунке 2.2, как правило, имеют форму многогранников: тетраэдров, гексаэдров, призм или пирамид. Грани этих фигур образуют линию расчетной сетки, а расположенные на них точки – узлы расчетной сетки, в которых посредством численного моделирования устанавливаются искомые характеристики течения.

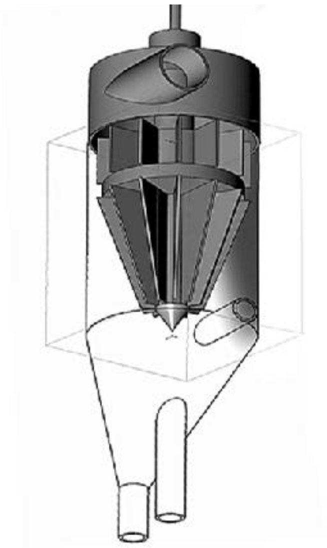


Рисунок 2.1 – Геометрическая модель газопромывателя

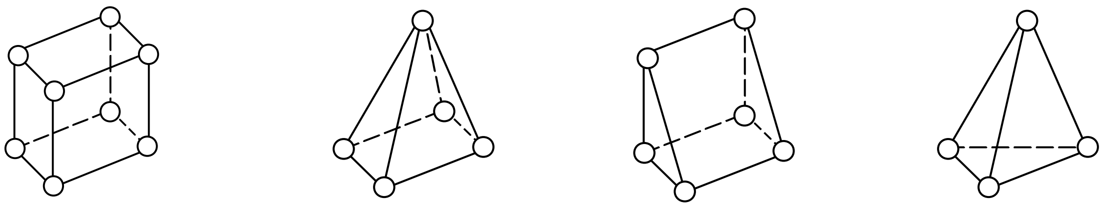



Рисунок 2.2 – Формы ячеек конечно-объемной сетки

Для решения поставленной задачи в работе использовали прямоугольную, адаптивную, локально измельченную конечно-объемную сетку с размером одной ячейки порядка $2 \cdot 10^{-3}$ мм, схема которой представлена на рисунках (рисунки 2.3, 2.4).

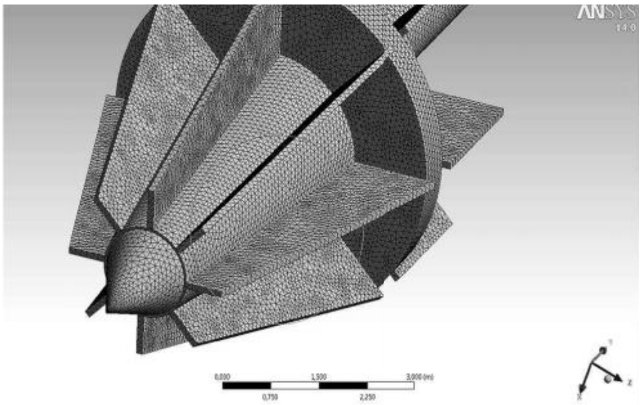


Рисунок 2.3 – Поверхность интерфейса вращающегося завихрителя (расчетная область с конечно-объемной сеткой)

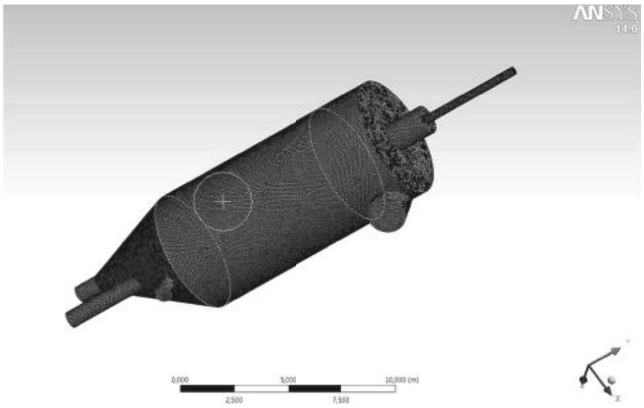


Рисунок 2.4 – Поверхность интерфейса динамического газопромывателя (расчетная область с конечно-объемной сеткой)

Адаптация первого уровня была выполнена по следующим поверхностям: коническая асимметричная поверхность корпуса аппарата, стенки тангенциального патрубка ввода газа, входы осевого потока жидкости и периферийного стока шлама. Адаптация второго уровня проведена по поверхностям вращающегося завихрителя, в областях межлопаточных каналов. Расчетные компоненты были заданы из базы данных Ansys CFX: воздух, чистая вода и дисперсная пыль. Программа Ansys CFX не позволяет учитывать силу поверхностного натяжения жидкости и ее взаимодействие с окружающей средой, что исключает возможность смоделировать факел распыла жидкости и оценить его дисперсность. При этом в результате численного эксперимента можно получить значение скоростей газового и жидкого потоков, а также давление в любой точке внутренней полости. Полученные результаты позволяют провести детальное исследование процесса взаимодействия потоков, выбрать наилучшее соотношение размеров газопромывателя и установить диапазон ее работы.

## Выбор рабочего тела

В динамическом газопромывателе в качестве рабочей среды рассматривается вязкий газ с дисперсными частицами, а для орошения использовалась вода вязкостью $\mu_ж=1\cdot10^{-3}$ Па·с и коэффициентом поверхностного натяжения σ= 72,5·10$^3$н/м; запыленный газ с $\rho_г$ = 1,291 плотность пыльного газа, кг/м$^3$; $\mu_г$ = 0,0000189 – вязкость газа, Па·с; ν – кинематическая вязкость газа, 15,56·10$^6$ м$^2$/с; для пыли порошка талька (ρ=2600 кг/м$^3$) диаметром $d$ = 1÷100 мкм, движущейся в воздушном потоке ($V$ = 5,1÷35·10$^{-6}$ м$^2$/с).

В качестве **начальных условий** для расчета задается величина внешнего давления и температура окружающей среды.

Величина внешнего (окружающего) давления составляет 1 атм., температура окружающего воздуха 25$^0$ С. Полагается, что на боковых стенках выполняется условие прилипания $U_{wall}$ = 0,

На верхней границе и в области стока задаются значения скорости:

$$\begin{cases} U_{inlet} = u_{axial}\bar{i} + u_{radial}\bar{j} + u_{swirl}\bar{k} \\ u_{axial} = u_1; u_{radial} = 0; u_{swirl} = 0 \end{cases} \qquad \begin{cases} U_{inlet} = u_{axial}\bar{i} + u_{radial}\bar{j} + u_{swirl}\bar{k} \\ u_{axial} = u_2; u_{radial} = 0; u_{swirl} = 0 \end{cases} \tag{2.1}$$

Исследуемые задачи решаются в осесимметричной постановке (не учитывается зависимость от азимутальной координаты φ, течение жидкости предполагается турбулентным и описывается системой управляющих уравнений в размерной формулировке.

**Выбор математической модели.** Движение газа в аппарате описывается математической моделью, основанной на решении уравнений Навье-Стокса (2.2) (для осесимметричного потока) и уравнения неразрывности (2.3).

$$\begin{aligned} &\frac{1}{r}\left[\frac{\partial}{\partial r}(r\rho\upsilon_r\upsilon_r)+\frac{\partial}{\partial z}(r\rho\upsilon_r\upsilon_z)\right]=\frac{1}{r}\left[\frac{\partial}{\partial r}\left(r\mu_T\frac{\partial\upsilon_r}{\partial r}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(r\mu_T\frac{\partial\upsilon_r}{\partial z}\right)\right]-\frac{\partial P}{\partial r}-\mu_T\frac{\upsilon_r}{r^2}+\frac{\rho\upsilon_\varphi^2}{r} \\ &\frac{1}{r}\left[\frac{\partial}{\partial r}(r\rho\upsilon_r\upsilon_\varphi)+\frac{\partial}{\partial z}(r\rho\upsilon_z\upsilon_\varphi)\right]=\frac{1}{r}\left[\frac{\partial}{\partial r}\left(r\mu_T\frac{\partial\upsilon_\varphi}{\partial r}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(r\mu_T\frac{\partial\upsilon_\varphi}{\partial z}\right)\right]-\mu_T\frac{\upsilon_\varphi}{r^2}-\frac{\rho\upsilon_\varphi\upsilon_r}{r} \\ &\frac{1}{r}\left[\frac{\partial}{\partial r}(r\rho\upsilon_r\upsilon_z)+\frac{\partial}{\partial z}(r\rho\upsilon_z\upsilon_z)\right]=\frac{1}{r}\left[\frac{\partial}{\partial r}\left(r\mu_T\frac{\partial\upsilon_z}{\partial r}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(r\mu_T\frac{\partial\upsilon_z}{\partial z}\right)\right]-\frac{\partial P}{\partial z} \end{aligned} \tag{2.2}$$

$$div\ \rho\vec{\upsilon} = 0, \tag{2.3}$$

где $\upsilon_z$, $\upsilon_r$, $\upsilon_\varphi$ – осевая, радиальная и тангенциальная компоненты скорости; $P$, ρ, $\mu_T$ – давление, плотность и турбулентная вязкость потока; ύ – вектор скорости.

Для описания турбулентного течения использовалась двухпараметрическая модель турбулентности $k$-ε, для которой решались два дополнительных уравнения переноса, определяющих $\kappa$ – турбулентную кинетическую энергию газовой фазы и $\varepsilon$ – скорость диссипации турбулентной энергии. При этом полагалось, что турбулентная вязкость изотропна, а ее коэффициент $\mu_T$ определяли согласно формулы Колмагорова-Прандтля как функцию параметров турбулентной энергии: кинетической энергии газовой фазы и скорости ее диссипации.

$$\mu_T = C_\mu \cdot \rho \cdot \frac{k^2}{\varepsilon}, \tag{2.4}$$

В результате расчетов было установлено резкое изменение параметров $k$ и $\varepsilon$ вблизи твердой стенки, которое может быть компенсировано путем использования густой расчетной сетки. С этой целью в программе Ansys CFX предусмотрены масштабируемые пристеночные функции для расчета близких к стенке узлов.

**Алгоритм численного решения уравнений математической модели**

Алгоритм, реализованный в Ansys CFX, позволяет вполнять численное решение уравнений (2.2) и (2.3) не последовательно, а совместно в диапазоне одной глобальной итерации. При этом происходит многократное увеличение размеров матрицы СЛАУ, усложнение ее структуры и алгоритма решения уравнений и, соответственно, увеличение времени расчетов для одной глобальной итераций. Однако, такой подход наиболее обоснован, так как приводит к существенному увеличению скорости сходимости алгоритма. Для достижения сходимости, в целом, требуется меньшее количество глобальных итераций.

**Постановка граничных условий**

При задании граничных условий указываются условия задачи на выходе и входе в проточную часть расчетного объема. В качестве граничных условий, задавалось: условие прилипания на стенках (скорость и градиент температуры на стенках равны нулю); распределение дисперсных частиц во входном сечении принималось равномерным; задавалось распределение всех компонент скорости во входном сечении; на входной поверхности задавася суммарный расход по массе, а на выходной поверхности ставилось условие по давлению.

Учитывалось, что на границах с поверхностью тангенциальная скорость газа уменьшается и принимает нулевое значение на поверхности, а действующие на мелкие частицы центробежные силы снижаются и приобретают нулевое значение у самой стенки.

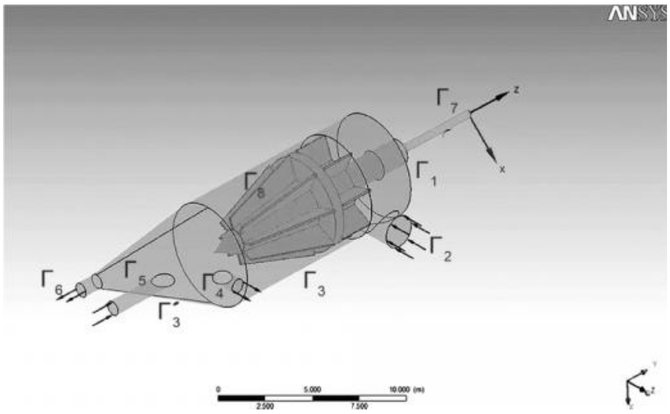



Рисунок 2. 5 – Схема к расчету граничных условий

Вблизи твердой стенки частицы под воздействием турбулентных пульсаций отходят от стенки, затем центробежными силами снова отбрасываются к стенкам. На границах поток – твердая стенка отсутствует перенос частиц, находящихся в динамическом равновесии, а суммарный поток частиц под действием центробежной силы и диффузии должен быть равен нулю. По оси газопромывателя, вследствие осесимметрчности потока, принималась равной нулю производная по радиусу течения от концентрации частиц. В расчетной сетке твердую стенку представляют границы $Г_1$, $Г_3$, $Г_4$, $Г_5$ (рисунок 2.5). Так как линии $Г_1$ – $Г_8$, и $Г_3$ – $Г_4$ являются линиями тока, то на этих стенках функция тока ψ может принимать любое постоянное значение. По характеру течения для $Г_1$, $Г_5$ функция тока ψ = 0; для $Г_3$, $Г_3^/$ функция тока $\psi = \psi_{max}$.

Границы $Г_4$ и $Г_6$ представляют выходное сечение или проницаемую стенку. Если на $Г_1$, $Г_3$, $Г_8$ выполняется условие прилипания

$$\upsilon_z = \upsilon_\phi = \upsilon_r = 0$$

то на $Г_4$ и $Г_6$ изменение скорости можно задать некоторой функцией *f(r)* Тогда

$$\upsilon_z = \upsilon_z(r), \quad \frac{\partial \upsilon_\varphi}{\partial \lambda} = 0, \quad \int_0^{\psi_{max}} d\psi = \int_{r=r_{вых}}^{D} \rho r \upsilon_\lambda(r) dr \qquad (2.5)$$

Особенно важно определить значение вихря на стенке. На примере твердой стенки $Г_3$ рассмотрим вывод граничного условия первого порядка точности для вихря ω. В окрестности точки разложим функцию ψ в ряд Тейлора:

$$\psi_{i,\ell+1}=\psi_{i,\ell}+\left.\frac{\partial\psi}{\partial r}\right|_p\Delta r+\frac{1}{2}\left.\frac{\partial^2\psi}{\partial r^2}\right|_p\Delta r^2+\frac{1}{6}\left.\frac{\partial^3\psi}{\partial r^3}\right|_p\Delta r^3+0(\Delta r^4) \tag{2.6}$$

Но $(\partial\psi/\partial r^p)_p=0,\quad \omega_{i,\ell}=-\frac{\partial\upsilon_\lambda}{\partial r}$, так как $\upsilon_z=\upsilon_r=0$

$$\left.\frac{\partial^2\psi}{\partial r^2}\right|_p=\rho r\left(\frac{\partial\upsilon_z}{\partial r}+\upsilon_z\right)_p=\rho r\left.\frac{\partial\upsilon_z}{\partial r}\right|_p$$

Подставляя $d\psi/dr$, $d^2\psi/dr^2$ в (2.13) и решая его относительно $\omega_{i,j,}$ где компонента $\omega_{i,j,}$ характеризует движение частиц относительно оси по окружностям (т.н. кольцевой вихрь), с учетом $\psi_{i,j}=0$, находим

$$\omega_\Gamma=-\frac{2}{\rho r}\frac{\psi_{i,\ell+1}}{\Delta r^2}+0(\Delta r) \tag{2.7}$$

Независимо от значения функции ψ и от ориентации стенки на ее границах можно записать:

$$\omega_\Gamma=-\frac{2(\psi_{\Gamma+1}-\psi_\Gamma)}{\rho r\Delta n^2}+0(\Delta n) \tag{2.8}$$

где $\Delta n$ – расстояние от ближайшего узла по нормали к стенке. Для получения условия второго порядка точности продифференцируем выражение, определяющее вихрь ω:

$$\left.\frac{\partial\omega}{\partial r}\right|_p=\frac{\partial^2\upsilon_r}{\partial z\partial r}-\frac{\partial^2\upsilon_z}{\partial r^2}=\frac{\partial}{\partial z}\frac{\partial\upsilon_r}{\partial r}-\frac{1}{\rho}\left[\frac{1}{r}\frac{\partial^3\psi}{\partial r^3}-\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2\psi}{\partial r^2}+\frac{1}{r^3}\frac{\partial\psi}{\partial r}\right]$$

Из уравнения неразрывности

$$\frac{\partial\upsilon_r}{\partial r}=-\frac{\partial\upsilon_z}{\partial z}-\frac{\upsilon_r}{r};\upsilon_r=0\Rightarrow\frac{\partial\upsilon_r}{\partial r}=-\frac{\partial\upsilon_z}{\partial z}$$

Если представить стенку как плоскую пластинку $r_p\to\infty$, то

$$\left.\frac{\partial\omega}{\partial r}\right|_p=-\left.\frac{\partial^2\upsilon_z}{\partial z^2}\right|_p-\frac{1}{\rho r}\left.\frac{\partial^3\psi}{\partial r^3}\right|_p,\qquad\frac{\partial^2\upsilon_z}{\partial z^2}=0$$

в силу условия прилипания. Отсюда следует, что

$$\left.\frac{\partial\omega}{\partial r}\right|_p=-\frac{1}{\rho r}\frac{\partial^3\psi}{\partial r^3};\left.\frac{\partial^3\psi}{\partial r^3}\right|_p=-\rho r\frac{\omega_{\ell+1}-\omega_\ell}{\Delta r}$$

Подставим $\left.\frac{\partial\psi}{\partial r}\right|_p, \left.\frac{\partial^2\psi}{\partial r^2}\right|_p, \left.\frac{\partial^3\psi}{\partial r^3}\right|_p$ в выражение (2.13)

Получим

$$\psi_{i,\ell+1} = \psi_{i,\ell} + \frac{1}{2}(-\rho r\omega_{i,\ell})\Delta r^2 + \frac{1}{6}(-\rho r\frac{\omega_{i,\ell+1} - \omega_{i,\ell}}{\Delta r})\Delta r^3$$

Или принимая, что  n =  r, а точка с индексами i, j

является граничной, имеем

$$\omega_{\Gamma} = -\left[\frac{3(\psi_{\Gamma+1} - \psi_{\Gamma})}{r\rho\Delta n^2} + \frac{\omega_{\Gamma+1}}{2}\right] \qquad (2.9)$$

Если ряд Тейлора для функции ψ продолжить до членов четвертого порядка, то учитывая, что $r_p \to \infty$, и $d\psi/dr = 0$

$$\frac{\psi_{i,\ell+1} - \psi_{i,\ell}}{\Delta r^2\rho} = \frac{1}{2}\left(-r\omega_{i,\ell}\right) + \frac{1}{6}\left(-r\frac{\omega_{i,\ell+1} - \omega_{i,\ell}}{\Delta r}\right)\Delta r +$$

$$+\frac{1}{6}\left(-2\omega_{i,\ell}\right)\Delta r + \frac{\Delta r^2}{24}\left(-r\frac{\partial^2\omega}{\partial r^2}\right) + \frac{\Delta r^2}{24}\left(-3\frac{\omega_{i,\ell+1} - \omega_{i,\ell}}{\Delta r}\right)$$

Формула для вихря на твердой границе примет вид

$$\omega_{\Gamma} = \frac{\psi_{\Gamma} - \psi_{\Gamma+1}}{\Delta n^2\rho\left(\frac{r}{3} + \frac{5\Delta r}{24}\right)} - \frac{\frac{r}{6} + \frac{\Delta r}{8}}{\frac{r}{3} + \frac{5\Delta r}{24}}\omega_{r+1} \qquad (2.10)$$

В [101] предложено записывать формулу (2.17) как

$$\omega_{\Gamma} = q_1 + q_2\omega_{\Gamma+1} \qquad (2.11)$$

Граница $\Gamma_7$ представляет собой ось симметрии. Для $\Gamma_7$ имеем $\upsilon_r$, $\upsilon_\varphi$=0 , поэтому $(d\upsilon_r/dz)=0$. Расходная скорость симметрична относительно оси $(d\upsilon_z/dz)=0$, откуда $\omega_\Gamma=0$.

Условия на входом патрубке $\Gamma_2$ нельзя записать однозначно. Они будут меняться в зависимости от физической картины течения в исследуемой области. Первый подход к постановке граничных условий на входе: полностью задать значения ψ и ω. Например, $\Gamma_2$: ω=0 (принять допущение о потенциальном характере течения); зная величину расхода:

$$Q = 2\pi rl\left|\upsilon_r^{вх}\right| \qquad (2.12)$$

можно определить среднее значение радиальной скорости

$$\left|\upsilon_r^{cp}\right| = \left|\upsilon_r^{вх}\right|;$$

и задать линейную зависимость для функции тока

$$\psi = \psi_{\max} \cdot z / l, \qquad (2.13)$$

где $z$ – текущая координата ввода частиц; $l$ – ширина входного патрубка.

На динамику течения наибольшее влияние оказывает профиль входной скорости, чем закон изменения функции тока, из которого определяется величина скорости. Автор [101] в качестве условия на входной границе задавали равномерный поток $\upsilon = const$, в других источниках [78] рассматриваются профили Блазиуса или Пуазейля. Для правильной постановки условий на входе необходимо путем проведения численного эксперимента оценить влияние того или иного профиля скорости на характер течения. Тогда величина $\omega_г$ находится по значению $d\upsilon_r/dz$ по уравнению

$$\omega_Г = \left.\frac{\partial \upsilon_r}{\partial z}\right|_Г = -\frac{I}{\rho r}\frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} = \frac{I}{\rho r}\frac{\psi_{Г-2} - 2\psi_{Г-1} + \psi_Г}{\Delta z^2} \qquad (2.14)$$

На выходной границе $Г_4$ наиболее надежным способом задания краевых условий является полная определенность значений $\psi$, $\omega$, $\upsilon$. Для скоростей здесь также могут быть предложены равномерный или параболический профили, для вихря – потенциальный сток $\omega=0$. В некоторых задачах при течениях в каналах различной конфигурации применяется постановка «мягких» граничных условий

$$\frac{\partial \omega}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial \psi}{\partial z} = 0 \Rightarrow \psi_Г = \psi_{Г-1}, \quad \omega_Г = \omega_{Г-1} \qquad (2.15)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial z} = \frac{\partial \upsilon_r}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} = 0.$$

Эти условия имеют второй порядок точности.

На вершине угла выхлопного патрубка выполняется условие прилипания, это конечная точка твердой стенки, $\upsilon_z$, $\upsilon_r$, $\upsilon_\varphi$, $\psi=0$. Для определения $\omega$ в этой точке можно воспользоваться формулой (2.15):

$$\omega_Г = -\frac{2}{\rho r}\frac{\psi_a - \psi_{Гa}}{\Delta n^2},$$

$$\Delta n^2 = (\Delta r \cos\beta)^2 = \frac{\Delta z^2}{1+\gamma^2}; \quad \gamma = \frac{\Delta z}{\Delta r} \tag{2.16}$$

где β – угол наклона конической части аппарата.

Для модели было проведено интегрирование методом Рунге-Кутта в окрестности каждого узла конечно-разностной сетки, которой покрыто все пространство газопромывателя. Каждый узел сетки определяется значениями проекций скорости потока: радиальной $\upsilon_r$, тангенциальной $\upsilon_\varphi$, осевой $\upsilon_z$. Переходы между узлами выполняются скачкообразно путем замены одного значения скорости другим или нахождением промежуточных значений между узлами с помощью интерполяции. При такой постановке краевой задачи условие прилипания реализовывалось на каждом временном шаге и, аналогично условиям для функций ψ и ω, ставилось на разных границах. Это объясняется тем, что использование условий прилипания на одной и той же границе изменяет задачу моделирования, и при ее численном решении может произойти снижение точности. По результатам вычислений строились картины линий тока и профили скорости в различных сечениях потока.

Довольно ограниченное практическое применение инерционных аппаратов ротационного типа, в отличие от циклонов, объясняется не только некоторой усложненностью конструкции этих аппаратов, но и недостаточной изученностью гидродинамических характеристик и технологических режимов их работы. Проведенное исследование их сепарирующей способности [81] показало, что существуют определенные и весьма широкие области, обусловленные конструктивными и режимными факторами, а также свойствами разделяемых суспензий, в которых проявляются очевидные преимущества аппаратов такого типа по сравнению с обычными цилиндро- коническими циклонами при сопоставимых удельных энергетических затратах.

Основные показатели газоочистки в динамическом газопромывателе, как и в циклоне, в первую очередь зависит от гидродинамической обстановки в этом аппарате, в частности от значений тангенциальной скорости газодисперсного потока, определяющей в основном причину фактора сепарации.

## 2.3 Визуализация результатов расчета и их анализ

Расчет гидродинамической картины течения в Ansys CFX осуществляется до достижения заданного критерия сходимости. Визуализировалась динамика изменения картины течения при сохранении координат для всех узлов в расчетной сетке, а также значения ключевых параметров течений в этих узлах. Были получены интегральные параметры расчета, типичные для пылеуловителей: гидравлическое сопротивление, потребляемая мощность, эффективность очистки, закрутка потока. В результате численного эксперимента были получены распределения статического давления газового потока во всех сечениях расчетного пространства, что позволило оценить гидравлическое сопротивление аппарата. Распределение статического давления представлено в виде заливки по значениям на рисунках 2.6-2.8.

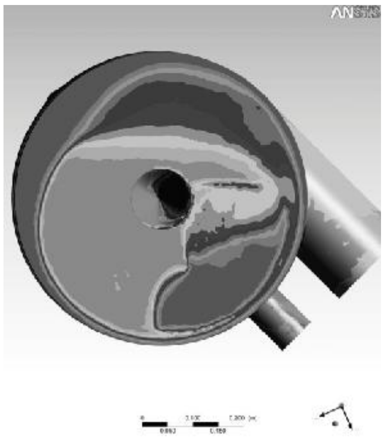


Рисунок 2. 6 – Статическая составляющая давления: поперечное сечение 0-1

Рисунок 2. 7 – Статическая составляющая давления: поперечное сечение 0-2

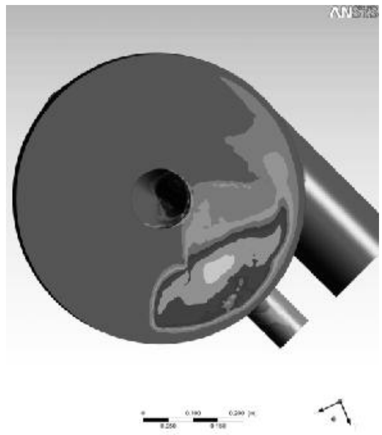


Рисунок 2. 8 – Статическая составляющая давления: поперечное сечение 0-3

Установлено, что в отрывных зонах наблюдается значительное снижение давления как по сравнению с основным потоком, так и в зоне лопастей завихрителя. Неравномерность статических составляющих давлений в газопромывателе оказывает снижающее действие на эффективность очистки. При сопоставлении с опытными данными по степени очистки выявлено, что снижение эффективности сепарации не превышает 3%, хотя по уровню неравномерности поля давлений разница более значительная. Это можно объяснить тем, что неравномерность давления компенсируется положительным влиянием отрывных зон, способствующих сепарации мелких примесей из основного течения в зону разрежения и выносу их по спиралевидной траектории из рабочего пространства, а далее по стенкам конической части аппарата в шламосборник.

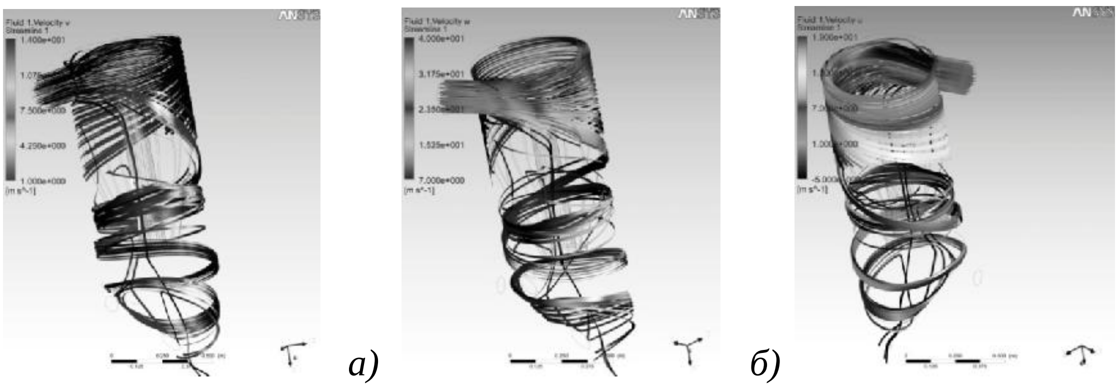
По высоте аппарата сохраняется достаточно высокая энергия турбулентных пульсаций, это увеличивает дисперсию частиц в потоке и повышает эффективности сепарации. Полное давление газодисперсного потока в корпусе аппарата суммируется как избыточное и динамическое, без учета атмосферного, и возрастает к периферии. На выходных патрубках давление падает до атмосферного (рисунок 2.9). В результате численного экспери-мента получено распределение осевой и тангенциальной скорости в продольном сечении рабочего пространства аппарата.


Рисунок 2. 9 – Статическая составляющая давления: (продольное сечение)

Наличие лопастного завихрителя  в центральной части аппарата значительно усложняет картину течения газодисперсного потока в газопромывателе. Исследование распределения осаждаемых частиц в газопромывателе показало, что вследствие турбулентной диффузии концентрация частиц у стенок аппарата осуществляется не плотным кольцом, а в виде разрыхленного сконцентрированного газодисперсного слоя. При этом частицы на стенках не образуют осыпающийся слой, а локализуются в кольцевом пристенном слое определенной толщины и формируют спиральные пылевые скопления в форме жгутов. Лопастной завихритель, при прохождении через лопатки которого происходит концентрирование частиц пыли у периферийной зоны лопаток, служит инициатором образования спиральных пылевых жгутов. Это приводит к разделению однородного потока за лопастным завихрителем на ряд параллельных потоков с чередованием обедненной и обогащенной концентраций пыли. На плотность и толщину пристенного слоя оказывают влияние скорость газа, угол закрутки завихрителя, характер ввода потока в аппарат. Высокие скорости газодисперсного потока приводят к снижению толщины пристенного слоя, несмотря на усиление при этом величины турбулентной дифузии. Центр тяжести вращающегося потока отклоняется от геометрической оси аппарата, т.е. возникает незначительный эксцентриситет, не превышающий 8÷10% от радиуса аппарата. Возникновение подобного эксцентриситета в закрученном потоке отмечено также исследователями [74, 76].

Учитывая, что величина эксцентриситета невелика для исследуемого аппарата, а в его центральной части расположен оросительный патрубок, будем считать течение газа симметричным относительно оси аппарата. Составляющая тангенциальной скорости $\upsilon_\varphi$ существенно меняется по радиусу газопромывателя, что свидетельствует о наличии дифференциального вращения, в результате которого вихревые линии закручиваются по спирали, как показано в работе [183]. Для тангенциальной скорости характерен дрейф максимума от периферии к центру и сокращение зоны вынужденного вихря. Тангенциальная скорость значительно больше осевой в пристенной и квазипотенциальной зонах, а в области оси практически одного с ней порядка. Осевая составляющая практически не меняет своего профиля, ее максимум находится вблизи стенки аппарата.

Результаты моделирования, представленные на рисунках 2.10, показывают, что скорости равномерно распределены по окружности, рассмотрим распределение осевой, тангенциальной и радиальной компонент скорости в виде линий тока, проходящих вдоль сечения аппарата.



*а)* *б)* *в)*

Рисунок 2.10 – Проекции тангенциальных (*а*), радиальных (*б*) и осевых (*в*) скоростей в потоке

Из рисунка 2.10 видно, что радиальная скорость (рисунок 2.10, *б*) устойчиво сохраняет свое значение по всему поперечному сечению рабочего пространства, осевая скорость (рисунок 2.10, *в*) постепенно снижается от центра к периферии, тогда как  тангенциальная, напротив, возрастает (рисунок 2.10, *а*). Полученные результаты согласуется с литературными данными, и говорят о взаимодействии в аппарате двух потоков – поступательного и вращательного.

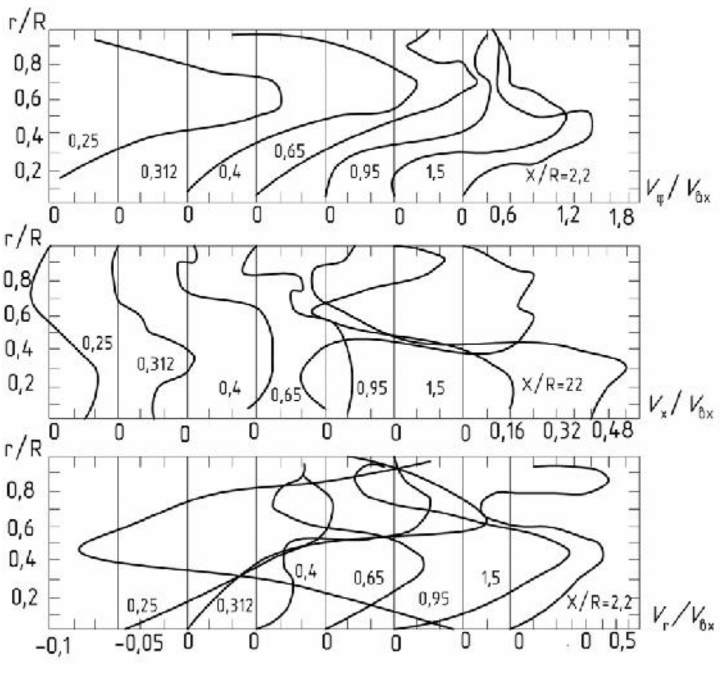



Рисунок 2.11 – Проекции тангенциальных, осевых и радиальных скоростей вдоль аппарата в сечениях *X/R* = 0,25; 0,312; 0,4; 0,65; 0,95; 1,5; 2,2 при значениях параметров: $V_{г}/V_{вх} = 0{,}05;\ V_{в}/V_{вх} = 1{,}8;\ Re = 3\cdot 10^4$

Значение тангенциальной скорости, на порядок превышающее осевую и на два порядка - радиальную составляющие суммарной скорости потока [75, 134. 135, 189] и оказывающие превалирующее влияние на процесс центробежной сепарации, в цилиндрической части аппарата (при *X/R* = 0,25; 0,312; 0,4; 0,65; 0,95) изменяются в соответствии с уравнением (2.9). Но определение локальных значений и распределение этой скорости в объеме аппарата ниже вращающегося завихрителя требует проведения специального экспериментального исследования.

Величина тангенциальной скорости, полученная численным решением, качественно согласуется с экспериментальными данными других исследователей [48,75].  Профиль тангенциальной скорости имеет форму параболы с максимумом, расположенным ближе к цилиндрической стенке, что можно объяснить действием центробежных сил. Значения скоростей потока в осевом направлении показывают, что центре потока она имеет фактически постоянное значение, а вблизи выхлопного патрубка образуется достаточно интенсивное течение в пристенном слое. Анализ полученных профилей скоростей позволяет выявить три характерные области по оси аппарата: область формирования газового потока, область стабильного потока и область демпфирования.

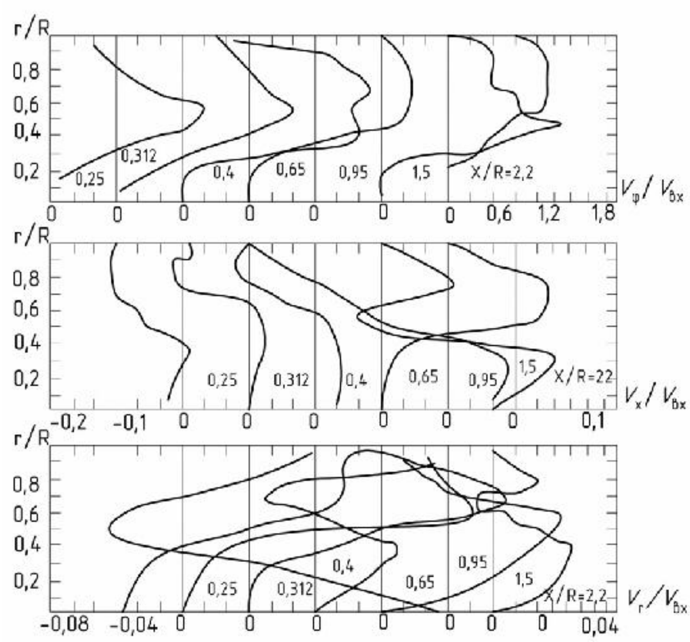



Рисунок 2.12 – Проекции тангенциальных, осевых и радиальных скоростей вдоль аппарата в сечениях *X/R* = 0,25; 0,312; 0,4; 0,65; 0,95; 1,5; 2,2 при значениях параметров:

$V_г / V_{вх} = 0{,}05; V_φ / V_{вх} = 1{,}8; Re = 6 \cdot 10^4$

В первой области составляющие скорости нестабильны, происходит их формирование. В стабильной области профили скорости подобны по высоте аппарата. Практически во всех сечениях можно выделить две зоны: пристенную (зону свободного вихря) и приосевую (зону вынужденного вихря). Для тангенциальной скорости характерен дрейф максимума от периферии к центру и сокращение зоны вынужденного вихря. Тангенциальная скорость значительно больше осевой в пристенной и квазипотенциальной зонах, а в области оси практически одного с ней порядка. Осевая составляющая практически не меняет своего профиля, ее максимум находится вблизи стенки аппарата.

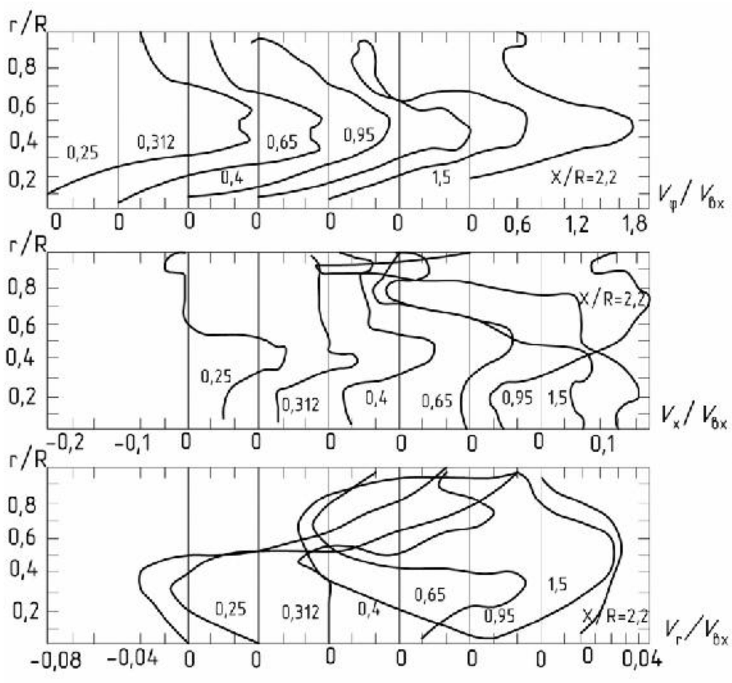



Рисунок 2.13 – Проекции тангенциальных, осевых и радиальных скоростей вдоль аппарата в сечениях *X/R* = 0,25; 0,312; 0,4; 0,65; 0,95; 1,5; 2,2 при значениях параметров: $V_г / V_{вх} = 0,05; V_φ / V_{вх} = 1,8; Re = 1 \cdot 10^4$

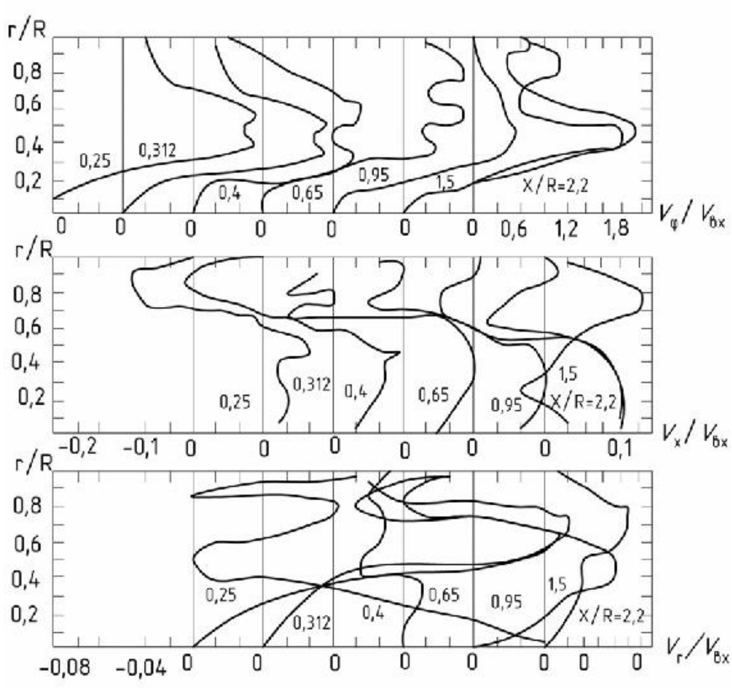



Рисунок 2.14 – Проекции тангенциальных, осевых и радиальных скоростей вдоль аппарата в сечениях *X/R* = 0,25; 0,312; 0,4; 0,65; 0,95; 1,5; 2,2 при значениях параметров: $V_г / V_{вх} = 0,01; V_φ / V_{вх} = 1,8; Re = 5 \cdot 10^4$

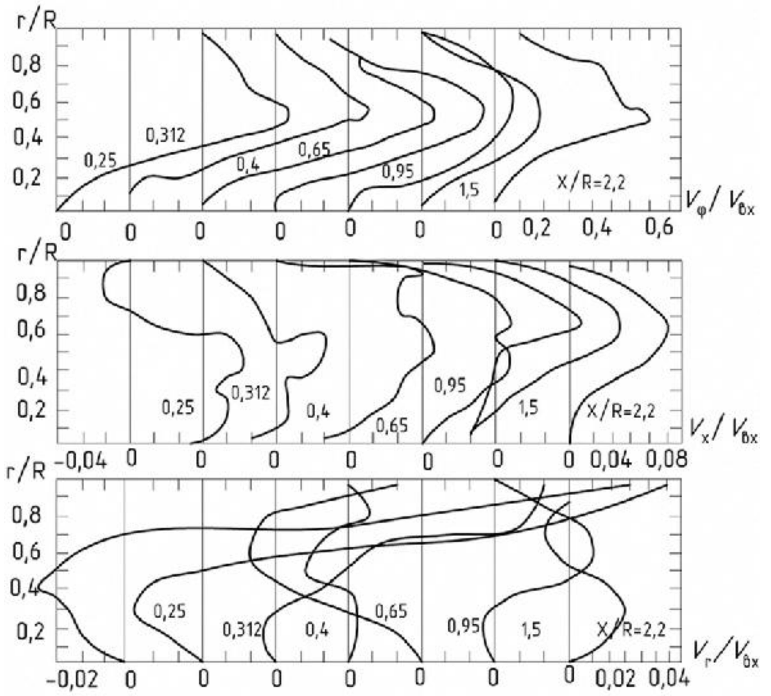


Рисунок 2.15 – Проекции тангенциальных, осевых и радиальных скоростей вдоль аппарата в сечениях *X/R* = 0,25; 0,312; 0,4; 0,65; 0,95; 1,5; 2,2 при значениях параметров: $V_{г}/V_{вх} = 0{,}04; V_{\varphi}/V_{вх} = 0{,}1; Re = 5 \cdot 10^3$

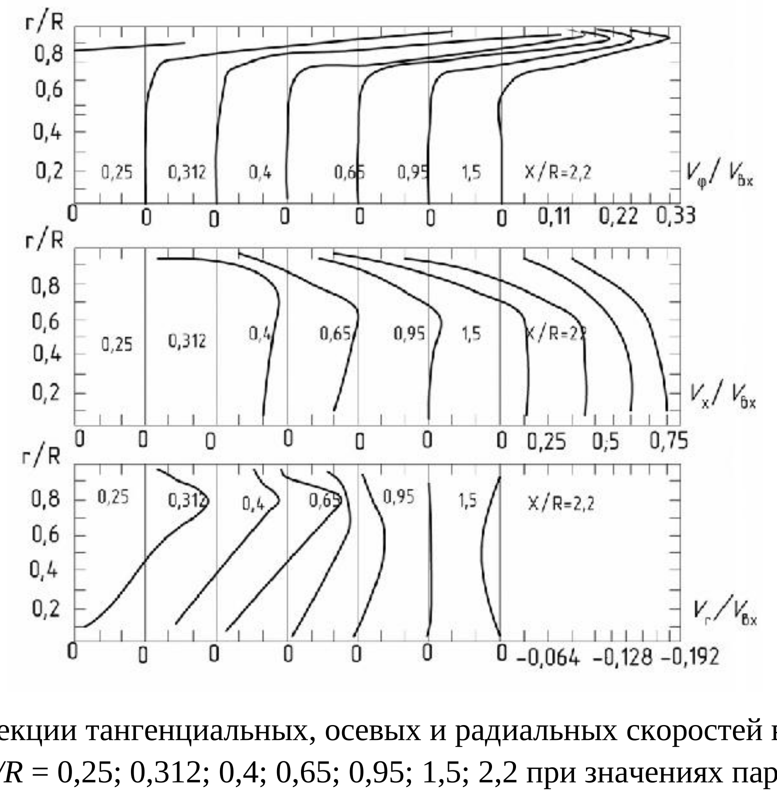


Рисунок 2.16 – Проекции тангенциальных, осевых и радиальных скоростей вдоль аппарата в сечениях *X/R* = 0,25; 0,312; 0,4; 0,65; 0,95; 1,5; 2,2 при значениях параметров: $V_{г}/V_{вх} = 0{,}05; V_{\varphi}/V_{вх} = 1{,}8; Re = 1 \cdot 10^1$

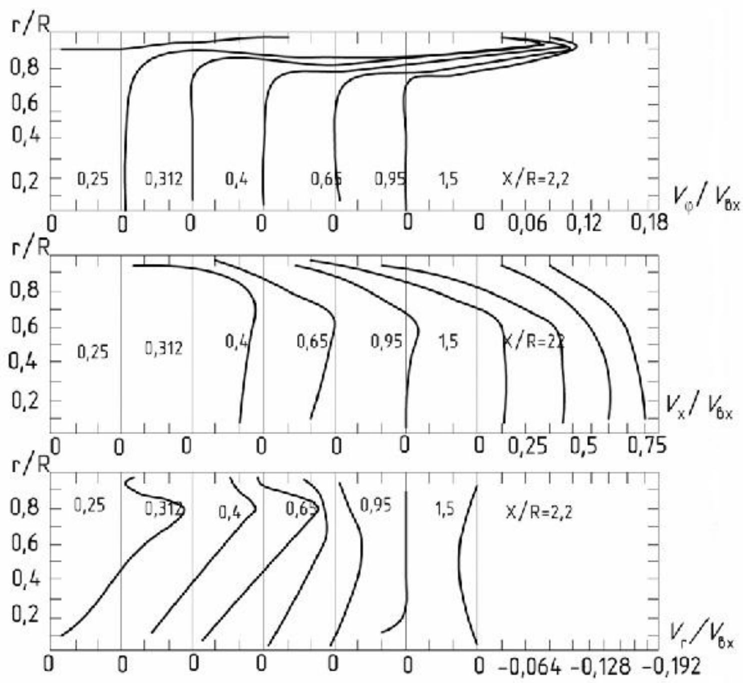



Рисунок 2.17 – Проекции тангенциальных, осевых и радиальных скоростей вдоль аппарата в сечениях *X/R* = 0,25; 0,312; 0,4; 0,65; 0,95; 1,5; 2,2 при значениях параметров: $V_г / V_{вх} = 0,05; V_\varphi / V_{вх} = 1,8; Re = 2\cdot 10^1$

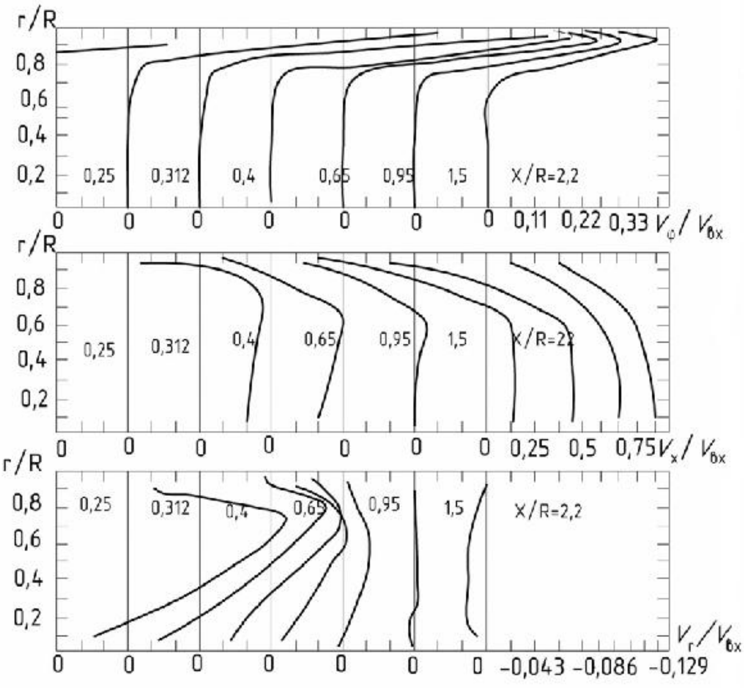



Рисунок 2.18 – Проекции тангенциальных, осевых и радиальных скоростей вдоль аппарата в сечениях *X/R* = 0,25; 0,312; 0,4; 0,65; 0,95; 1,5; 2,2 при значениях параметров: $V_г / V_{вх} = 0,05; V_\varphi / V_{вх} = 1,8; Re = 3\cdot 10^1$

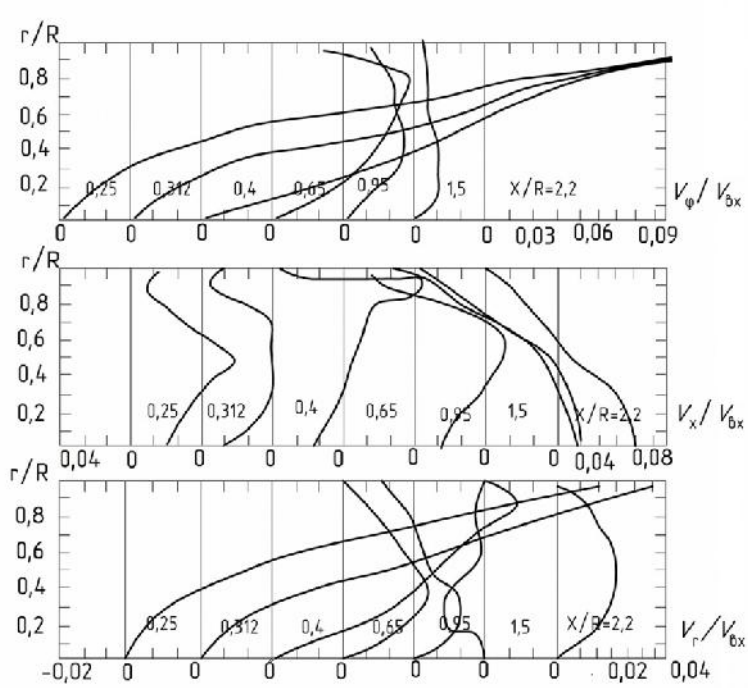



Рисунок 2.19 – Проекции тангенциальных, осевых и радиальных скоростей вдоль аппарата в сечениях *X/R* = 0,25; 0,312; 0,4; 0,65; 0,95; 1,5; 2,2 при значениях параметров:

$V_г / V_{вх} = 0,05; V_φ / V_{вх} = 1,8; Re = 1·10^2$

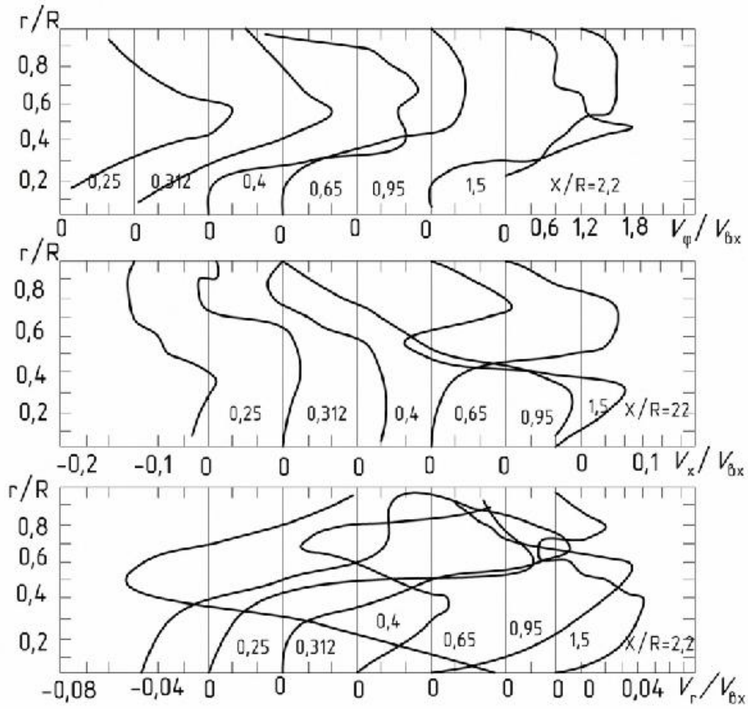



Рисунок 2.20 – Проекции тангенциальных, осевых и радиальных скоростей вдоль аппарата в сечениях *X/R* = 0,25; 0,312; 0,4; 0,65; 0,95; 1,5; 2,2 при значениях параметров:

$V_г / V_{вх}=0,04; V_φ / V_{вх}=0,6; Re=5·10^3$

В области входа газового потока в приосевой зоне наблюдается снижение всех скоростей по величине, однако, зоны обратных токов, характерных закрученным потокам, согласно литературным источникам, не наблюдается. Это объясняется наличием центрального оросителя и оптимизированным соотношением высоты и ширины тангенциального ввода. Конический завихритель оказывает демпфирующее действие на газодисперсный поток, происходит трансформация скоростей. В области выхлопного патрубка тангенциальная скорость незначительно снижается, что объясняется раскруткой потока. В ходе эксперимента подтверждена автомодельность газового потока при различных расходах газа и числах Рейнольдса $Re=(1,5\div6,0)\cdot10^4$. Установлено, что профили скоростей не зависят от расхода жидкой и газовой фаз и определяются в основном степенью закрутки потока. В области между стенкой аппарата и завихрителем (зоне сепарации) значения $V_\varphi$ по радиусу к оси могут как увеличиваться, так и уменьшаться (рисунок 2.2.15, 2.19), а также оставаться практически неизменными (рисунок 2.16-2.18). Различный ход кривых профиля $V_\varphi$ объясняется неравномерностью распределения потока в радиальном направлении, на которую оказывают влияние место отвода газа и размеры отверстий выходного патрубка.

На основном участке сепарации в зоне у стенки величины $V_\varphi$ имеют одни и тс же, практически постоянные значения как при работе с вращающимся завихрителем, так и со стационарным. В центральной части аппарата при вращении завихрителя снижение значений тангенциальной составляющей скорости происходит более равномерно. Анализ приведенных кривых (рисунок 2.15-2.20) позволяет сделать вывод о том, что за участком стабилизации потока (длиной $X/R$ = 0,4-0,65 от радиуса аппарата), значения $V_\varphi$ на произвольном радиусе, при остальных равных условиях, практически не изменяются. Исключение составляет область, расположенная в непосредственной близости к завихрителю, которая не оказывает существенного влияния на эффективность процесса газоочистки.

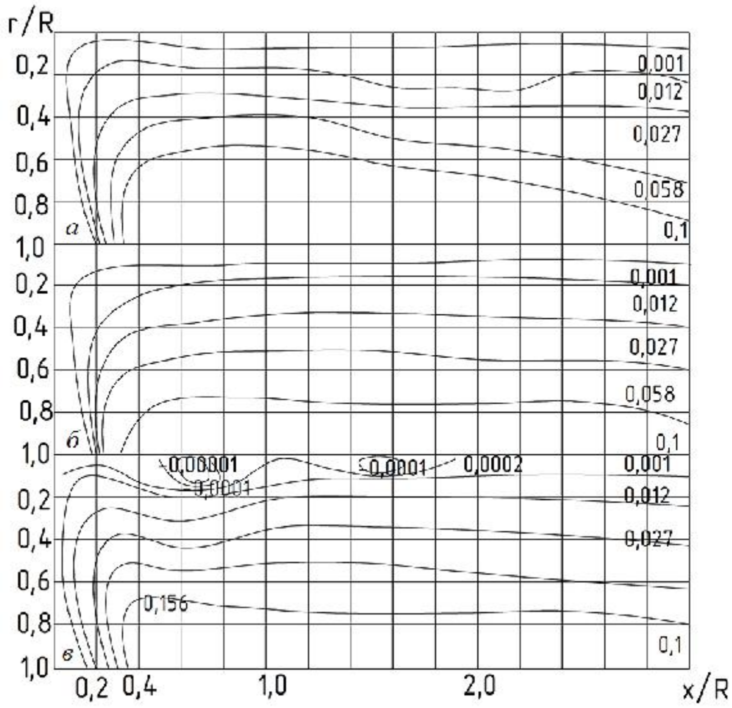



Рисунок 2.21 – Изолинии тока при $V_г / V_{вх} = 0{,}01$; $V_φ / V_{вх} = 1{,}8$. Влияние числа Рейнольдса на структуру закрученного потока:
*а* – $Re = 1·10^1$; *б* – $Re = 1·10^2$; *в* – $Re = 1·10^3$

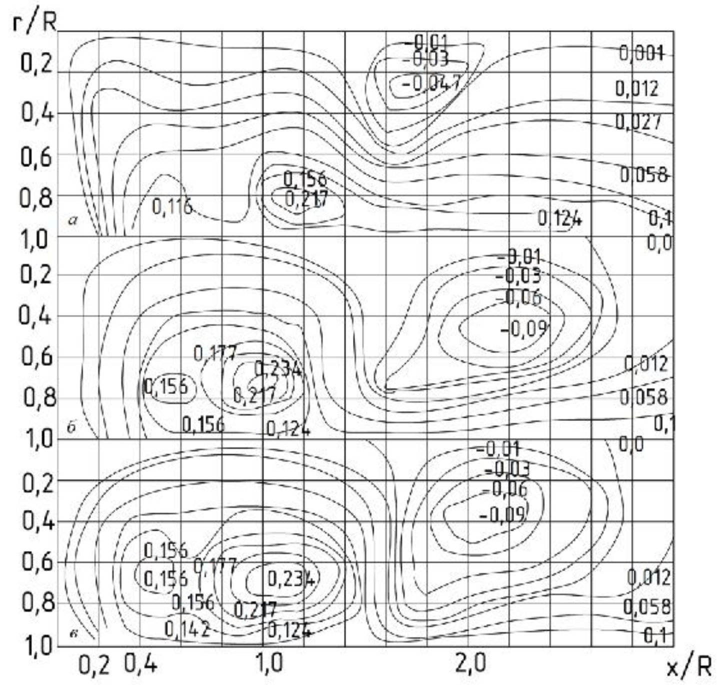



Рисунок 2.22 – Изолинии тока при $V_г / V_{вх} = 0{,}01$; $V_φ / V_{вх} = 1{,}8$. Влияние числа Рейнольдса на структуру закрученного потока:
*а* – $Re = 3·10^3$; *б* – $Re = 4·10^3$; *в* – $Re = 1·10^4$

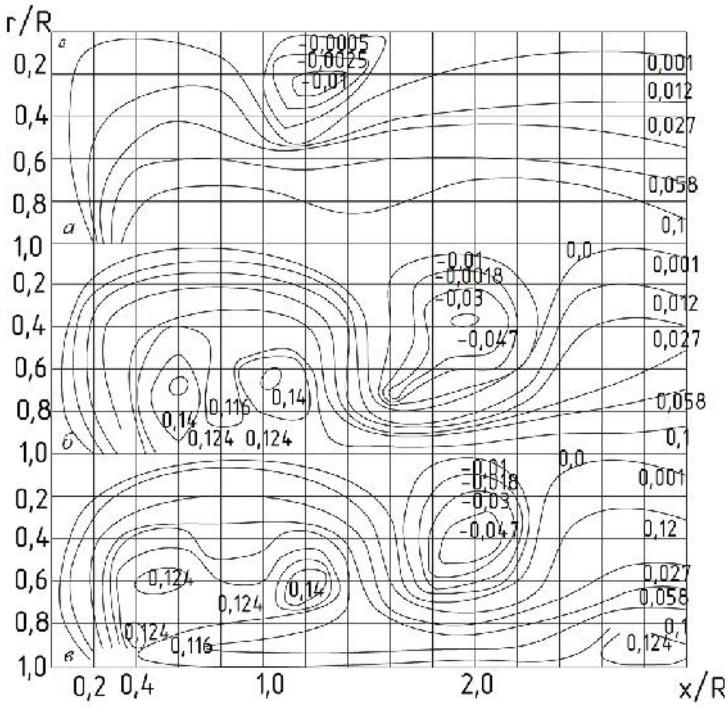



Рисунок 2.23 – Изолинии тока при $V_{г}/V_{вх} = 0{,}01$; $V_{\varphi}/V_{вх} = 1{,}8$. Влияние числа Рейнольдса на структуру закрученного потока:
*а – Re = 5·10*$^4$*; б – Re = 6·10*$^4$*; в – Re = 7·10*$^4$

## Сравнение результатов расчета в Ansys CFX с результатами экспериментов

Проведенные расчеты сравниваются с результатами других авторов.

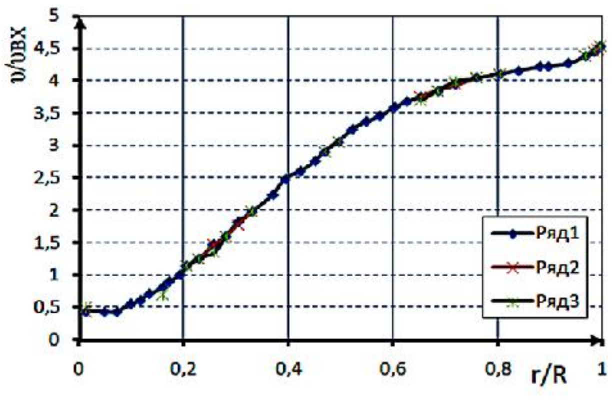



Рисунок 2.24 – Сравнение расчетных значений скорости:
Ряд 1 – Прусов; Ряд 2 – Шлихтинг; Ряд 3 – Тейлор

Профили осевой скорости вдоль течения, рассчитанные при *Re ≥1000*, сравниваются на рисунке 2.24 с результатами Шлихтинга [139], Тейлора [140], Прусова [137]. Удовлетворительное совпадение результатов указывает на отлаженность пакета программы и служит оценкой метода решения.

В представленных к сравнению экспериментах метод решения апробирован в гидродинамических расчетах потоков вязкой несжимаемой жидкости с преимущественным направлением течения (вдоль оси).

Был разработан алгоритм моделирования процесса сепарации дисперсной фазы в газовом потоке с орошением жидкостью. Проведенные расчеты позволяют определять потенциальные возможности динамического газопромывателя при использовании его в качестве аппарата для очистки газовых выбросов. Численное исследование работы газопромывателя позволят анализировать его работу с целью уменьшения энергозатрат при сохранении качества газоочистки. Разработанная модель помогает быстро и наглядно смоделировать движение запыленного газового потока с учетом внесенных в геометрию аппарата изменений. Таким образом, модель может применяться для оптимизации конструкции динамического газопромывателя.

## 2.4 Математическая модель движения дисперсных частиц в закрученном потоке

Теоретическому и экспериментальному исследованию многофазных дисперсных турбулентных течений посвящены книги Zhou (1993) [149], Волкова и др. (1994) [25], Gorbis & Spokoyny (1995) [109], Crowe и др. (1998) [200], Вараксина (2003) [40] и обзоры Eaton & Fessler (1994), Elghobashi (1994) [23–25], McLaughlin (1994) [37–40], Crowe и др. (1996) [21], Simonin (1996) [41, 42], Зайчика и Першукова (1996), Loth (2000), Sommerfeld (2000) [43–46], Mashayek & Pandya (2003) [34–36]. В этих источниках освещаются многие вопросы, связанные с гидродинамикой дисперсных закрученных течений.

Главным критерием адекватности математической модели является её согласие с известными из литературы результатами численного моделирования для движения сплошной фазы на основе DNS или LES и для движения дисперсной фазы с лагранжевым траекторным методом. Такой подход позволяет с достаточной достоверностью проводить верификацию моделей, так как численный эксперимент, в отличие от физического, позволяет выделить исследуемое явление в «чистом» виде не принимая во внимание усложняющие и искажающие факторы [47, 48].

Для постановки задачи моделирования и последующего исследования процессов, протекающих в вихревых центробежных аппаратах, необходимо определить связь между параметрами закручивающего устройства и формируемого им течения. Поскольку численное моделирование трехмерных течений на сегодняшний день является проблематичным, данная задача сливается с известной проблемой характеристик закрученных течений и закручивающих устройств.

Рассмотрим механизм газоочистки на примере динамического газопромывателя [11]. В основу улавливания пыли в газопромывателе положено действие центробежных сил, возникающих при вращательном движении потока. Газодисперсный поток на большой скорости по касательной вводится в цилиндрическую часть корпуса, где движется по нисходящей спирали, при этом пылевидные частицы отбрасываются к стенкам аппарата. При движении во вращающемся криволинейном потоке газа на частицы пыли действуют центробежная сила и сила сопротивления.

В этом случае можно исключить из рассмотрения следующие факторы:

1. Воздействие сил тяжести. В вертикальных аппаратах это приводит к незначительному увеличению относительной скорости фаз, однако при горизонтальном движении в большинстве случаев силы тяжести оказывают очень существенное влияние.

2. Принимаем, что движение газового потока осесимметричено.

3. Не учитываются силы Жуковского и Архимеда, так как они значительно меньше, чем силы аэродинамического сопротивления и центробежная сила.

4. Влияние соударений частиц между собой и агломерации. Если данный фактор имеет место, то, помимо указанных выше допущений относительно поведения частиц в потоке принимаются следующие упрощающие предложения:

1. Частицы сферической формы и одинаковых размеров, не обмениваются массой с окружающей средой и не взаимодействуют друг с другом. Учет фактора реального столкновения частиц [44] значительно усложняет анализ, особенно при их различных размерах.

2. Теплообмен между газом и частицами реализован лишь за счет теплопроводности без учета излучения, которое рассматривается в работах [54].

3. Удельные теплоемкости обеих фаз постоянны.

4. Частицы равномерно распределяются по всему объему газа. Не учитывается тонкая структура их течения, что позволяет описывать температуру и скорость обеих фаз однозначными функциями.

5. В большинстве расчетов принимается, что размеры частиц достаточно малы и их движение подчиняется закону Стокса. Теплообмен частиц с газом характеризуетс числом Nu = 2. Однако при применении метода численного анализа допускается применение и более точных соотношений.

Хорошо обосновано использование метода подобия и экспериментального моделирования для исследования потока взвеси частиц, движение которых подчиняется закону Стокса. В случае очень крупных частиц при их высокой концентрации и значительной частотой соударений, перспективные методы в этом направлении отсутствуют. Агломерацию и коагуляцию частиц также можно отнести к особо сложным факторам для моделирования.

При вращении очищаемого потока в газопромывателе создаются силы инерции, которые способствуют отделению дисперсных примесей. Чтобы рассмотреть движение отдельной частицы в поле скоростей газового потока и рассчитать траекторию ее движения, необходимо знать уравнение движения частицы и аэрогидродинамику газового потока.

При вращательном движении газа в криволинейном потоке, на частицу действуют силы, представленные на (рисунок 2.26). Определение траекторий частиц в газопромывателе заключается в следующем:

- Определение полей скорости газового потока.
- Интегрирование уравнений движения частицы, учитывая расчётное значение полей скорости газа.

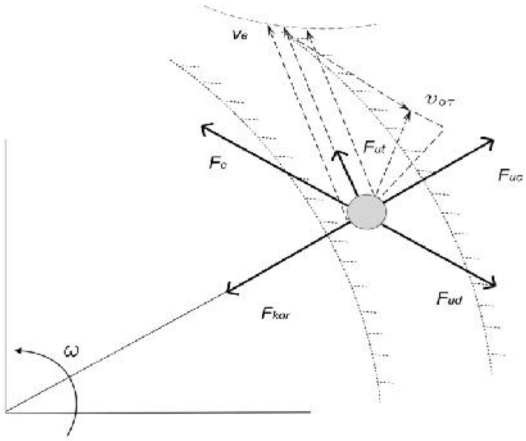



Рисунок 2.26 – Силы, действующие на частицу в потоке газа

Допущение об осесимметричности потока позволяет для рассматриваемой задачи использовать цилиндрическую систему координат. Введем цилиндрическую систему координат *OXYZ*, с осью *OZ*, направленной вдоль оси симметрии (рисунок 2.27). Уравнение движения аэрозольных частиц основано на балансе сил, действующих на частицу в поле силы тяжести и в поле гидродинамических сил. Принимая, что форма частицы сферическая, а взаимодействие с газом отвечает закону Стокса, уравнение движения в неподвижной системе координат *OXYZ* можно записать в самом общем виде:

$$m\frac{d\overrightarrow{\upsilon_ч'}}{dt} = \overrightarrow{F_{st}} \qquad (2.17)$$

где $m$ – масса частицы;

$d\upsilon_ч$ – скорость частицы;

$F_{st}$ – аэродинамическая сила, определяемая из закона Стокса.

Здесь сила инерции частицы, вызванная изменением ее скорости, в левой части равенства уравновешивается стоящей в правой части суммой сил сопротивления (по Стоксу) инерции, вызванной изменением скорости газа, инерции вытесненного газа, сопротивления при внезапном ускорении за промежуток времени.

Запишем векторное уравнение (2.17) в скалярной форме, в котором положение частицы будет задано её цилиндрическими координатами ($r$; $\varphi$; $z$). Скорость частицы определяется тремя компонентами скорости:

$U_ч$ – тангенциальная, $V_ч$ – радиальная и $W_ч$ – аксиальная.

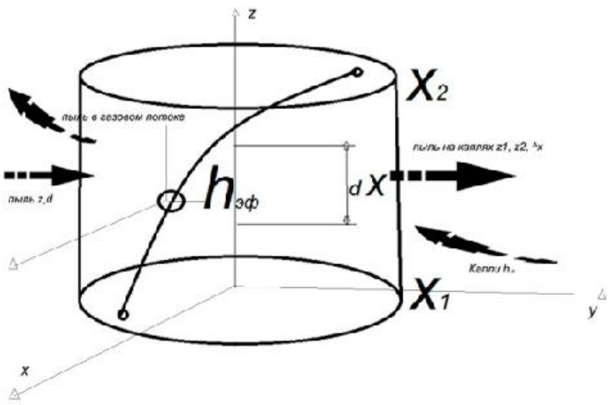



Рисунок 2.27 – Система координат к уравнению движения частицы

Введем дополнительную систему координат $O'X'Y'Z'$, в которой ось $O'X'$ проходит через саму частицу, а ось $O'Z'$ совпадает с осью *OZ*. Полученная система отсчета совершает поступательное движение вдоль оси *OZ* со скоростью $W_ч$ и вращательное вокруг нее со скоростью

$$\omega(t) = \frac{U_ч}{r_ч} \qquad (2.18)$$

Тогда уравнение системе координат $O'X'Y'Z'$ для движения частицы массой $m = \frac{1}{6}\pi\rho_ч d_ч^3$ запишется:

$$m\frac{d\overrightarrow{\upsilon_ч'}}{dt} = \overrightarrow{F_{Cm}} - m\overrightarrow{a_0'} + m\left[\overrightarrow{r_ч'} \times \overrightarrow{\omega}\right] + m\left[\overrightarrow{\omega} \times \left[\overrightarrow{r_ч'} \times \overrightarrow{\omega}\right]\right] + 2m\left[\overrightarrow{\upsilon_ч} \times \overrightarrow{\omega}\right]$$

либо

$$\frac{d\overrightarrow{\upsilon_ч}}{dt} = \frac{1}{m}\overrightarrow{F_{Cm}} - \overrightarrow{a_0'} + \left[\overrightarrow{r_ч'} \times \overrightarrow{\omega}\right] + \left[\overrightarrow{\omega} \times \left[\overrightarrow{r_ч'} \times \overrightarrow{\omega}\right]\right] + 2\left[\overrightarrow{\upsilon_ч} \times \overrightarrow{\omega}\right] \quad (2.19)$$

где $\tilde{a}_0$ – поступательное ускорение системы координат;

$d\bar{\upsilon}_ч$ – скорость частиц;

$\bar{r}_ч$ – радиус-вектор частиц;

$\left[\overrightarrow{r_ч'} \times \overrightarrow{\omega}\right]$ – ускорение, определяющее неравномерность вращения;

$\left[\overrightarrow{\omega} \times \left[\overrightarrow{r_ч'} \times \overrightarrow{\omega}\right]\right]$ – центробежное ускорение;

$2\left[\overrightarrow{\upsilon_ч} \times \overrightarrow{\omega}\right]$ – ускорение Кориолиса.

В правой части уравнении первое слагаемое характеризует силу, действующую на частицу, и определяется по закону Стокса:

$$F_{cm} = 3\pi\mu_г d_ч\left[\overrightarrow{\upsilon_г} - \overrightarrow{\upsilon_ч}\right] \quad (2.20)$$

где $\overrightarrow{\mu_г}$ – динамическая вязкость газа.

а второе слагаемое (2.19) находится как:

$$\frac{dW_ч}{dt}\overrightarrow{e_z} = \frac{dW_ч}{dt}\overrightarrow{e_{z'}}$$

После преобразования оставшихся слагаемых:

$$\left[\overrightarrow{r_ч} \times \overrightarrow{\omega}\right] = \left[\overrightarrow{r_ч'} \times \frac{d\overrightarrow{\omega}}{dt}\right] = \left[\overrightarrow{r_ч'} \times \frac{d}{dt}\left(\frac{U_ч}{r_ч}\overrightarrow{e_{z'}}\right)\right] = -r_ч\left(\frac{1}{r_ч}\frac{dU_ч}{dt} - \frac{U_ч}{r_ч^2}V_x\right)\overrightarrow{e_y'} = \left(-\frac{dU_ч}{dt} + \frac{U_ч V_ч}{r_ч}\right)e_y$$

$$\left[\overrightarrow{\omega} \times \left[\overrightarrow{r_ч'} \times \overrightarrow{\omega}\right]\right] = \frac{U_ч^2}{r_x}\left[\overrightarrow{e_z} \times \left[\overrightarrow{e_x} \times \overrightarrow{e_z}\right]\right] = -\frac{U_ч^2}{r_ч}\left[\overrightarrow{e_z} \times \overrightarrow{e_y}\right] = \frac{U_ч^2}{r_ч}e_x$$

$$2\left[\overrightarrow{\upsilon_ч} \times \overrightarrow{\omega}\right] = 2v_{x'}\left[\overrightarrow{e_{x'}} \times \overrightarrow{\omega}\right] = 2v_{x'}\frac{U_X}{r_ч}\left[\overrightarrow{e_{x'}} \times \overrightarrow{e_{z'}}\right] = \left(-2\frac{U_ч V_ч}{r_ч}\right)e_y$$

где $\overrightarrow{e_ч}, \overrightarrow{e_y}, \overrightarrow{e_z}$ – орты системы отсчета и учтено, что $\overrightarrow{r_ч} = \overrightarrow{e_x} \cdot r_ч, v_x = \upsilon_ч$

Подставим полученные выражения в уравнение движения:

$$m\frac{d\overrightarrow{\upsilon_ч'}}{dt}=\overrightarrow{F_{Cm}}-m\overrightarrow{a_0'}+m\left[\overrightarrow{r_ч'}\times\overrightarrow{\omega}\right]+m\left[\overrightarrow{\omega}\times\left[\overrightarrow{r_ч'}\times\overrightarrow{\omega}\right]\right]+2m\left[\overrightarrow{\upsilon_ч}\times\overrightarrow{\omega}\right]$$

$$\frac{d\overrightarrow{\upsilon_ч}}{dt}=\frac{1}{m}\overrightarrow{F_{Cm}}-\overrightarrow{a_0'}-\frac{dU_ч}{dt}\overrightarrow{e_y}-\frac{U_чV_ч}{r_ч}\overrightarrow{e_y}+\frac{U_ч^2}{r_ч}\overrightarrow{e_x}$$

Относительно проекции на ось координат $O'X'Y'Z'$, уравнение движения частицы запишется в виде:

$$\begin{cases}\dfrac{dV_{x'}}{dt}=\dfrac{1}{m}F_{Cm\ x'}+\dfrac{U_ч^2}{r_ч}\\ 0=\dfrac{1}{m}F_{Cm\ y}-\dfrac{dU_ч}{dt}-\dfrac{U_чV_ч}{r_ч}\\ 0=\dfrac{1}{m}F_{Cm\ z}-\dfrac{dW_ч}{dt}\end{cases}$$

или

$$\begin{cases}\dfrac{dV_ч}{dt}=\dfrac{1}{m}F_{Cm\ x}+\dfrac{U_ч^2}{r_ч}\\ \dfrac{dU_ч}{dt}=\dfrac{1}{m}F_{Cm\ y}-\dfrac{U_чV_ч}{r_ч}\\ \dfrac{dW_ч}{dt}=\dfrac{1}{m}F_{Cm\ z}\end{cases} \qquad (2.21)$$

После подстановки (2.18) и (2.20) в уравнение (2.21), получим систему уравнений движения частиц:

$$\begin{cases}\dfrac{dU_z}{d\tau}=\dfrac{3}{4}\cdot\dfrac{\rho_г}{\rho_ч}\cdot\dfrac{\xi_ч}{d_ч}\cdot U_{отн}\cdot(V_z-U_z)+g;U_z=\dfrac{dx}{d\tau}\\ \dfrac{dU_\varphi}{d\tau}=\dfrac{3}{4}\cdot\dfrac{\rho_г}{\rho_ч}\cdot\dfrac{\xi_ч}{d_ч}\cdot U_{отн}\cdot(V_\varphi-U_\varphi)+\dfrac{\omega\cdot r}{\tau};U_\varphi=\omega\cdot r=r\dfrac{d\varphi}{d\tau}\\ \dfrac{dU_r}{d\tau}=\dfrac{3}{4}\cdot\dfrac{\rho_г}{\rho_ч}\cdot\dfrac{\xi_ч}{d_ч}\cdot U_{отн}\cdot(V_r-U_r)-\dfrac{\omega\cdot r}{\tau}+\omega^2r;U_r=\dfrac{dr}{d\tau}\end{cases} \qquad (2.22)$$

Аналогично записывается система уравнений движения капель жидкости:

$$\begin{cases} \dfrac{d\ W_z}{d\tau} = \dfrac{3}{4} \cdot \dfrac{\rho_г}{\rho_ч} \cdot \dfrac{\xi_ч}{d_ч} \cdot W_{отн} \cdot (V_z - W_z) + g; W_z = \dfrac{dx}{d\tau} \\ \dfrac{d\ W_\varphi}{d\tau} = \dfrac{3}{4} \cdot \dfrac{\rho_г}{\rho_ч} \cdot \dfrac{\xi_ч}{d_ч} \cdot W_{отн} \cdot (V_\varphi - W_\varphi) + \dfrac{\omega \cdot r}{\tau}; W_\varphi = \omega \cdot r = r\dfrac{d\varphi}{d\tau} \\ \dfrac{d\ W_r}{d\tau} = \dfrac{3}{4} \cdot \dfrac{\rho_г}{\rho_ч} \cdot \dfrac{\xi_ч}{d_ч} \cdot W_{отн} \cdot (V_r - W_r) - \dfrac{\omega \cdot r}{\tau} + \omega^2 r; W_r = \dfrac{dr}{d\tau} \end{cases} \quad (2.23)$$

Из анализа полученной системы уравнений очевидно, что траектория частицы зависит от следующих факторов: $d_ч$ – диаметра частиц (капель $d_к$); $\rho_ч$ – плотности частицы (жидкости $\rho_ж$); $\mu_г$ – динамической вязкости газа (жидкости $\mu_ж$); $r$ – характерного размера (геометрии) аппарата; $U_{го}$ – начальной тангенциальной скорости потока.

Интегрирование составленой системы уравнений вызывает значительные трудности и возможно только для отдельных частных случаев [192]. Для решения ряда практических задач необходимо прибегать к опытам, что приводит к необходимости обобщения посредством методов подобия результатов единичных опытов.

Явления подобия описываются одними и теми же безразмерными уравнениями с идентичными полями безразмерных одноименных величин. Достаточно хорошо обосновано использование метода математического моделирования для исследования потока мелкодисперсных частиц, движение которых подчиняется закону Стокса. В случае очень крупных частиц при их высокой концентрации и значительной частотой соударений, перспективные методы в этом направлении отсутствуют.

Чтобы привести уравнения к безразмерному виду, необходимо выбрать масштаб всех величин, характеризующих исследуемые явления, и, вводя этот масштаб в уравнение, разделить все слагаемые на коэффициент для одного из них. В результате получим безразмерный комплекс – критерий, который должн быть одинаковым для всего класса подобных явлений. Значит, любая безразмерная величина может быть функцией от критериев, составленных из условия однозначности.

В качестве масштабов в рассматриваемом случае могут быть приняты следующие величины:

– геометрический размер, например диаметр завихрителя;

– характерные скорости, например среднерасходные скорости газа или жидкости на выходе из аппарата;
– характерный интервал времени, например время сепарации частиц заданного диаметра;
– относительный диаметр частиц $d_ч/D_о$;
– относительная плотность частиц $\rho_ч/\rho_г$;
– число Рейнольдса $Re=\upsilon_ч d_ч/\nu_г$;
– число Струхаля $Sh=\omega D_о/\nu_r$, учитывающее угловую скорость ротора.

Критерии, составленные из величин в условии однозначности, будут определяющими, т. е. безразмерными аргументам от процесса. На их систему влияет постановка задачи и выбор соответствующих граничных условий, поэтому система может изменяться.

Общее количество определяющих критериев находят как разность между числом масштабных величин и числом их размерностей. Если заранее известно, что те или иные факторы незначительны и их можно изъять из уравнений, то число определяющих величин сокращается.

Предложен подход, основывающийся на теории геометрического подобия пылеуловителей, и позволяющий учесть принудительную закрутку потока и геометрические параметры завихрителя.

Система определяющих критериев включает следующие безразмерные величины: относительный размер частиц $d_ч/D_о$; относительная плотность частиц $\rho_ч/\rho_г$; число Рейнольдса $Re=\upsilon_ч d_ч/\nu_г$; число Струхаля $Sh=\omega D_о/\nu_r$, учитывающее угловую скорость ротора, характерный размер лопастного завихрителя $R_z$. Из числа определяющих факторов исключены, как не имеющие существенного влияния: ускорение свободного падения и параметры, учитывающие сжимаемость и температуру газа. Запыленность не входит в число определяющих факторов из предположения о независимом движении частиц пыли. Рассматривалось течение дисперсной системы при условии пренебрежимо малого влияния дисперсных частиц на поток жидкости.

Если ввести коэффициент $R_z$ (характерный размер лопастного завихрителя), то систему дифференциальных уравнений (2.21-2.24) можно перезаписать так:

$$\begin{cases} \dfrac{dU_ч}{dt} = \dfrac{18\mu_г}{\rho_ч d_ч^2}\left(\dfrac{R_0}{r_ч}U_{\tau 0} - U_ч\right) - \dfrac{U_ч V_ч}{r_ч} + g \\ \dfrac{dV_ч}{dt} = \dfrac{18\mu_г}{\rho_ч d_ч^2}\left(\dfrac{Q_0}{R_0^2}\cdot V'_г\left(\dfrac{\alpha}{R_z};\dfrac{z}{R_z};\dfrac{r}{R_z};\dfrac{D}{R_z};...\right) - V_ч\right) + \dfrac{U_ч{}^2}{r_ч} + \dfrac{\omega \quad r}{t} \\ \dfrac{dW_ч}{dt} = \dfrac{18\mu_г}{\rho_ч d_ч^2}\left(\dfrac{Q_0}{R_0^2}\cdot W'_г\left(\dfrac{\alpha}{R_z};\dfrac{z}{R_z};\dfrac{r}{R_z};\dfrac{D}{R_z};...\right) - W_ч\right) - \dfrac{\omega \quad r}{t} + \omega^2 r; \end{cases} \qquad (2.25)$$

Заменим реальные величины безразмерными:

$$\frac{R_z^2 \cdot U_z}{G_0} = \frac{R_z^2}{S};\; U_z' = \frac{R_z^2}{G_0}\cdot U_z,\; U_\varphi' = \frac{R_z^2}{G_0}\cdot U_\varphi,\; U_r' = \frac{R_z^2}{G_0}\cdot U_r.\; t' = \frac{G_0}{R_z^3}\cdot t.\; z' = \frac{z}{R_z},\; \varphi' = \varphi$$

$$U'_z = \frac{dr'}{dt'},\quad U'_\varphi = \frac{dz'}{dt'},\quad U'_r = \frac{d\varphi'}{dt'}\cdot r'. \qquad (2.26)$$

Структура уравнения (2.25) предполагает целесообразность введения двух комплексов, один из которых $C_p = \dfrac{\mu_г R_z^3}{\rho_ч G_0 d_ч^2}$, определяется режимом течения и диаметром частиц, а другой $C_г = \dfrac{R_z^2}{S}$ служит геометрической характеристикой аппарата и учитывает переменную площадь сечения его проточной части.

После подстановки комплексов в систему (2.25) и ее преобразования, получим систему дифференциальных уравнений, приведенных к безразмерному виду:

$$\begin{cases} \dfrac{dU_ч}{dt} = 18C_p\left(\dfrac{C_p}{r_ч} - U_ч\right) - \dfrac{U_ч V_ч}{r_ч} \\ \dfrac{dV_ч}{dt} = 18C_p\big(U_г(\alpha; z; r; D...) - V_ч\big) + \dfrac{U_ч{}^2}{r_ч} \\ \dfrac{dW_ч}{dt} = 18C_p\big(U_г(\alpha; z; r; D...) - W_ч\big) \end{cases} \qquad (2.27)$$

При начальных условиях:

$r'_ч\big|_{t=0} = r'_0$, $z'_ч\big|_{t=0} = z'_0$, $\varphi'_ч\big|_{t=0} = 0$ – для цилиндричсских координат,

$U'_ч\big|_{t=0} U'_{г0}$, $U'_\varphi\big|_{t=0} = U'_{г0}$, $U'_r\big|_{t=0} = U'_{г0}$. – для скорости частицы

Решение системы (2.27) при идентичных функциях *U'*$_г$ (α*; z'; r';D';...)* и *W'*$_г$ (α*;z';r';D';...),* т.е. при одинаковой конфигурации пылеуловителей, обусловливается безразмерными величинами $C_р$ и $C_г$, которые зависят от режимных и геометрических параметров и являются определяющими критериями для движения частиц в газопромывателе. При равенстве этих коэффициентов траектория частицы будет одинаковой. Для полного подобия движения частиц необходимо также соблюдение условия геометрического подобия, т.е. идентичность функций $U'_г\,(\alpha; z'; r'; D';...)$ и $W'_г\,(\alpha; z'; r'; D';...)$.

Очевидно, что критерий $C_р$ обусловливается физическими параметрами газодисперсного потока и удельной производительностью газопромывателя. Критерий $C_г$ характеризуется размерами конического завихрителя и углом наклона его лопастей, обусловливающими соотношение тангенциальных и радиальных скоростей газа, что определяет соотношение инерционных сил к силам сопротивления.

Полученные уравнения движения решаются численно. Система уравнений движения частицы включает резко отличные значения производных, т.е. является жесткой системой [86]. Об этом свидетельствует вид матрицы системы уравнений первого приближения (2.28), которая обусловлена числом $10^5$:

$$\begin{pmatrix} -18C_p-\dfrac{V}{r} & -\dfrac{U}{r} & 0 & -18\dfrac{C_pC_Г}{r^2}-\dfrac{UV}{r^2} & 0 \\ \dfrac{2U}{r} & -18C_r & 0 & 18C_p\dfrac{dV_г}{dr}-\dfrac{U^2}{r^2} & 18C_p\dfrac{dV_г}{dz} \\ 0 & 0 & -18C_Г & 18C_p\dfrac{dW_г}{dr} & 18C_p\dfrac{dW_г}{dz} \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix}. \qquad (2.28)$$

Для решения системы (2.27) был использован полунеявный метод решения, обеспечивающий широкие границы устойчивости вычислительных операций. На $n$-м шаге интегрирования значение переменной обозначим как $x^n$, а на $(n+1)$-м шаге обозначим $x^{n+1}$, в результате получим разностный аналог (2.27), который после интегрировании полунеявным методом Эйлера (с учётом (2.26)), примет вид:

$$\begin{cases} \dfrac{U^{n+1}-U^{n}}{\Delta t}=18C_{\text{р}}\left(\dfrac{C_{\text{г}}}{r^{n}}-U^{n+1}\right)-\dfrac{U^{n+1}V^{n}}{r^{n}} \\ \dfrac{V^{n+1}-V^{n}}{\Delta t}=18C_{\text{р}}\left(V_{\text{г}}\left(r^{n},z^{n}\right)-V^{n+1}\right)+\dfrac{\left(U^{n}\right)^{2}}{r^{n}} \\ \dfrac{W^{n+1}-W^{n}}{\Delta t}=18C_{\text{р}}\left(W_{\text{г}}\left(r^{n},z^{n}\right)-W^{n+1}\right) \\ \dfrac{r^{n+1}-r^{n}}{\Delta t}=V^{n+1} \\ \dfrac{z^{n+1}-z^{n}}{\Delta t}=W^{n+1} \\ \dfrac{\varphi^{n+1}-\varphi^{n}}{\Delta t}=\dfrac{U^{n+1}}{r^{n}} \end{cases} \qquad (2.29)$$

По причине неравномерности распределения скорости частиц по высоте аппарата, шаг интегрирования выбирался автоматически. Итерационная формула полунеявного метода Эйлера, с учетом (2.27) для определения траекторий частиц запишется как:

$$\begin{cases} U^{n+1}=\left(U^{n}+18C_{\text{р}}\Delta t^{n}/r^{n}\right)/\left(1+\left(18C_{\text{р}}+V^{n}/r^{n}\right)\Delta t^{n}\right) \\ V^{n}=\left(V^{n}+\left(18C_{\text{р}}V_{\text{г}}\left(r^{n},z^{n}\right)+\left(U^{n}\right)^{2}/r^{n}\right)\Delta t^{n}\right)/\left(1+18C_{\text{р}}\Delta t^{n}\right) \\ W^{n}=\left(W^{n}+18C_{\text{р}}W_{\text{г}}\left(r^{n},z^{n}\right)\Delta t^{n}\right)/\left(1+18C_{\text{р}}\Delta t^{n}\right) \\ r^{n+1}=r^{n}+V^{n+1}\Delta t^{n} \\ z^{n+1}=z^{n}+W^{n+1}\Delta t^{n} \\ \varphi^{n+1}=\varphi^{n}+U^{n+1}\Delta t^{n}/r^{n+1} \\ \Delta t^{n+1}=C/\sqrt{\left(V^{n}\right)^{2}+\left(W^{n}\right)^{2}} \end{cases} \qquad (2.30)$$

Была разработана программа расчета по методу Эйлера траекторий частиц, которая строит траектории частиц в зависимости от заданных характеристик процесса газоочистки. Определяя траектории частиц, можно найти эффективность улавливания их в данном аппарате. На рисунках 2.28-2.29 представлены блок-схема и окно программы для рассматриваемой задачи. Во внешнем цикле программы осуществляется расчет эффективности улавливания частиц различных размеров. Во внутреннем цикле программы есть возможность изменить начальную координату частицы $\dot{r}$ и рассчитать каждую траекторию движения частицы в отдельности. Характеристики, учитывающие соударение частиц со стенками аппарата, могут быть определены в лабораторных исследованиях и отдельно вводиться в качестве данных. Внешний цикл программы, показанной на рисунке 2.28, позволяет ввести в массив данных характеристики пыли, задаваемые проектировщиком, и рассчитать общую эффективность установки газоочистки.

Погрешность решения оценивалась по формуле:

$$\varepsilon_r = \left|\frac{\partial r}{\partial(1/N)}\right|\frac{1}{Nr} + \left|\frac{\partial r}{\partial h}\right|\frac{h}{r} + \left|\frac{\partial r}{\partial \Delta t}\right|\frac{\Delta t}{r}. \tag{2.31}$$

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $\delta$, мкм | 0,5 | 1,0 | 2,0 | 3,0 | 5,0 | 10 |
| $\Delta t_\delta / \tau_\delta = 1/(4\delta)$ | 1/2 | 1/4 | 1/8 | 1/12 | 1/20 | 1/40 |
| $\varepsilon$ | 0,26 | 0,13 | 0,064 | 0,040 | 0,025 | 0,013 |

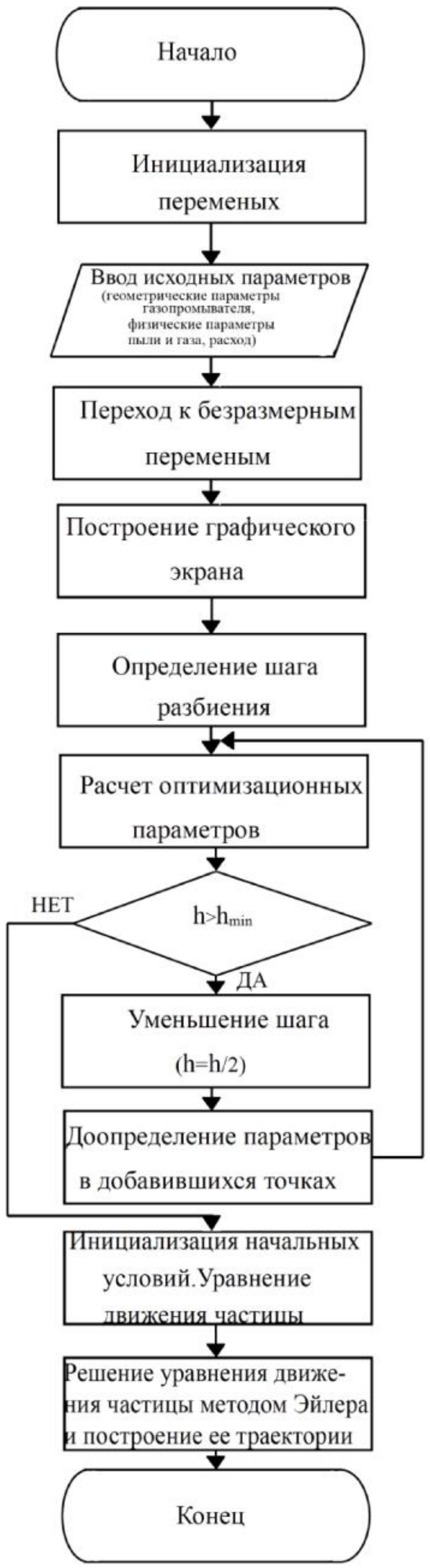



Рисунок 2.28 – Блок-схема программы расчета траекторий частиц

Для частиц размером δ от 2 до 10 мкм погрешность вычислений находится в пределах от 6,4 до 1,3%, что приемлемо для технических расчетов. Для мелкодисперсных частиц с δ от 0,5 до 1,0 мкм допускается повышение относительной погрешности до 2,6%, которую при необходимости можно уменьшить. Например, для частиц порошка талька $\left(\rho = 2600\,\text{кг}/\text{м}^3\right)$ диаметром 1 мкм, движущихся в потоке воздуха, шаг интегрирования $\Delta t \approx 2 \cdot 10^{-6}$ *с*.

Преимуществом такого подхода является то, что результаты, полученные на ЭВМ, можно сравнивать с данными промышленных испытаний каждого из газопромывателей. Это дает возможность усовершенствовать программу на каждой стадии использования. Наиболее важно модифицировать программу таким образом, чтобы добиться более точного прогнозирования характеристик установки газоочистки:

1) прогнозировать эффективность пылеуловителя для более широкого круга условий, чем это характерно для промышленной практики, и точно оценить погрешность;

2) обеспечить возможность недорогой оптимизации отдельных путем изменения таких переменных, как геометрия аппарата и запыленность пропускаемого газа.

Разработка программы базировалась на принципе постепенного уточнения и исправления уравнений до тех пор, пока расчетные и экспериментальные результаты не начали совпадать в широком диапазоне условий. Величины временных и пространственных интервалов определялись посредством сравнения результатов последовательных расчетов на первых стадиях разработки с уменьшением этих интервалов вдвое до тех пор, пока различие не стало достаточно малым.

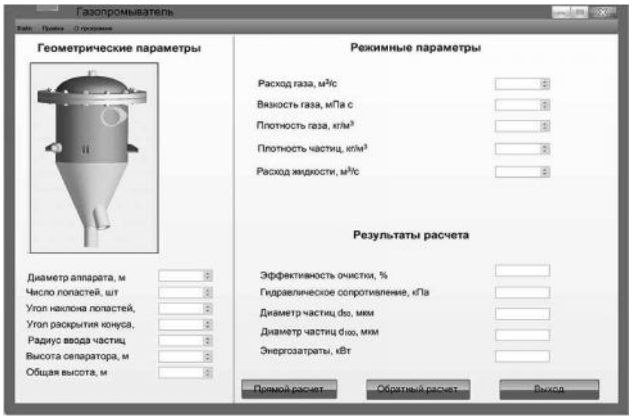



Рисунок 2.29 – Окно программы расчета эффективности очистки

Программа позволяет получить достаточно точные результаты расчета в широком диапазоне переменных. Результаты лабораторных исследований характеристик пыли также могут быть использованы в качестве входных данных программы. Если программа дает результаты, согласующиеся с имеющимися данными, то она может быть использована для прогнозирования и оптимизации характеристик новых конструкций газопромывателей путем внесения соответствующих изменений в уравнения.

На рисунках 2.30-2.31 представлены траектории частиц различного диаметра, рассчитанные по предложенной модели.

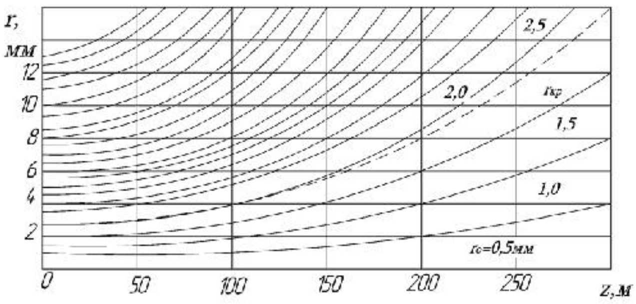



Рисунок 2.30 – Траектории частиц $d$≤5мкм: ------ критическая; —— равновесная

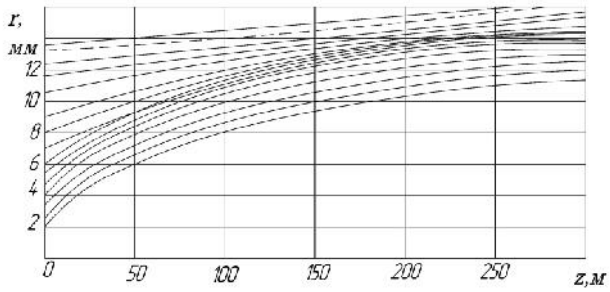



Рисунок 2.31 – Траектории частиц $d$≤1мкм: ------ критическая; —— равновесная

Наибольшее влияние закрутки потока на траекторию частиц оказывается на расстоянии $r \leq 5D$ от завихрителя, при дальнейшем увеличении $r$ равновесная траектория практически не меняется. Причем степень влияния закрутки для частиц диаметром $d$≤1мкм существенно зависит от их первоначального положения: частицы, находящиеся ближе к стенкам слабее подвержены влиянию закрутки, и траектория их движения близка к критической.

## 2.5 Определение критической траектории частицы

При анализе результатов движения частиц в газопромывателе необходимо установить, будет ли частица вынесена газовым потоком в выхлопную трубу, либо под влиянием сил инерции переместится к стенкам аппарата и отсепарируется.

Определить исход движения частицы при одинаковой конфигурации газопромывателей (т. е. при постоянных функциях $U_x$ и $U_r$), можно в зависимости от критериев подобия $C_{\text{р}}$ и $C_{\text{г}}$.

Влияние критериев подобия на эффективность очистки газа оценивалось посредством численного эксперимента для двух геометрически подобных газопромывателей (рисунки 2.32, 2.33), в результате которого устанавливались соотношения между $C_{\text{р}}$ и $C_{\text{г}}$, определяющие сепарацию частиц на стенках аппарата. В результате изменения значения $C_{\text{р}}$ методом последовательных приближений, определялось некоторое критическое значение $C_{\text{г}}$, разделяющее результаты эксперимента на: «сепарация» при $C_{\text{р}} \leq C_{\text{кр}}$ и «вторичный унос» при $C_{\text{р}} \geq C_{\text{кр}}$. Каждому значению технологического параметра $C_{\text{р}}$ соответствует свой геометрический параметр $C_{\text{г}}$, при превышении которого возникает вторичный унос пыли.

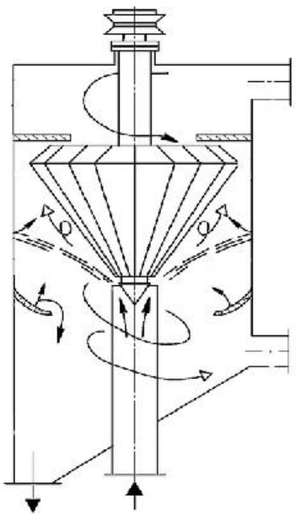


Рисунок 2.32 – Газопромыватель
Патент № 2339435

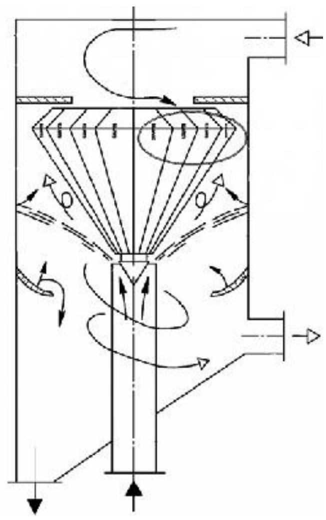


Рисунок 2.33 – Газопромыватель
Патент № 2516658

На рисунках 2.34, 2.35 представлены траектории частиц в газопромывателях при различных значениях $C_{\text{р}}$ и фиксированном $C_{\text{г}}$.

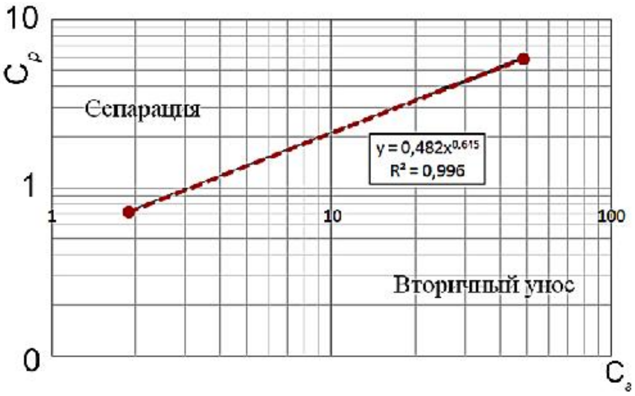



Рисунок 2.34 – Критическая траектория к аппарату рисунок 2.32

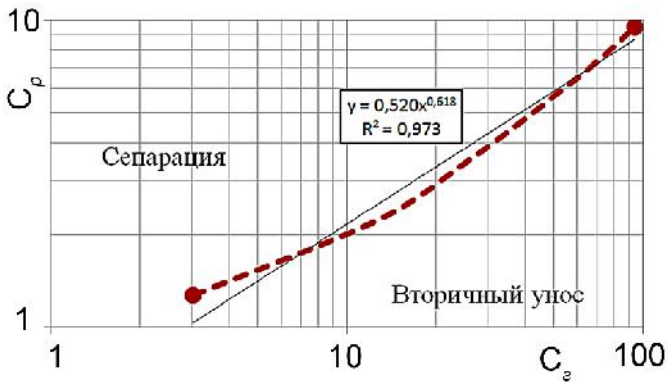



Рисунок 2.35 – Критическая траектория к аппарату рисунок 2.33

Достоверность регрессионной модели $R^2$ близка к единице, что позволяет говорить о хорошем приближении эмпирической формулой исследуемой зависимости $C_р \approx f(C_г)$. Точнее всего эта зависимость описывается степенной функцией, что представлено на рисунках 2.34, 2.35, где линия регрессии, описывается формулами $y$=0,482$x^{0.615}$ и $y$=0,520$x^{0.618}$. Аналогичные результаты были получены для геометрически подобных аппаратов других авторов, при этом установлено, что вне зависимости от исходных параметров, показатель степени у $C_г$ близок к 0,6 при идентичной конфигурации графика.

Построенная кривая $C_р \approx f(C_г)$ делит область сепарации на две зоны: ниже графика расположены точки, характеризующиеся величиной вторичного уноса частиц, а выше расположена зона полной сепарации пыли. Критическая траектория частиц, соответствующая значению $C_р$=$C_{кр}$ разделяет все траектории на две части: ближе с оси аппарата расположены траектории более легких частиц, ближе к стенкам камеры – более тяжелых. При этом $C_{кр}$ можно характеризовать, как критическую траекторию частицы, разграничивающую процессы сепарации и вторичного уноса. Численный эксперимент проводился для самого неблагоприятного случая первоначального расположения частиц заданного диаметра во входном патрубке, что позволяет прогнозировать улавливание частицы более крупного размера. Частицы, движущиеся по критической траектории, имеют критический диаметр, который возможен для проведения процесса сепарации в газопромывателе с вероятностью 100%.

Результат сепарации частиц характеризуется двумя безразмерными критериями подобия $C_р$ и $C_г$. При каждом значении $C_р$ существует критическое значение $C_{гкр}$**,** при превышении которого, частицы пыли сносятся в выхлопную трубу. В случае же, если $C_р < C_{гкр}$, то частицы успевают осесть на стенках газопромывателя. Зависимость $C_р \approx f(C_г)$**,** делящая результат процесса сепарации и вторичного уноса, аппроксимируется степенной функцией

$$C_р \approx \Phi \cdot C_г^{0,6} \tag{2.32}$$

Формула (2.38) дает качественно верное представление о характере влияния основных факторов на процесс центробежной сепарации. Физические параметры газодисперсной фазы ($\rho_г$, $\rho_ч$, $d_ч$), режим эксплуатации (расходы *G, Q*) и характерный размер лопастного завихрителя ($R_z$.) характеризует критерий $C_р$, относительная площадь входа $f_m$ и угол тангенциального ввода потока в аппарат α входят в критерий $C_г$**,** геометрические параметры аппарата, определяющие его форму и начальные условия движения частиц, определяет безразмерный коэффициент *Ф*, который является критерием геометрического подобия газопромывателей (фактором сепарации). Для определения величины *Ф* были спланированы и проведены численные полнофакторные эксперименты позволившие выявить зависимость *Ф* от входной скорости газодисперсного потока ($z_1$), угла наклона лопастей завихрителя ($z_2$), расхода орошающей жидкости ($z_3$), а также координаты ввода дисперсных частиц ($z_4$). Искомая зависимость хорошо описывается полиномом второй степени:

$$\begin{gathered}\phi = b_0 + b_1 z_1 + b_2 z_2 + b_3 z_3 + b_4 z_4 + b_{12} z_1 z_2 + b_{13} z_1 z_3 + b_{14} z_1 z_4 + \\ + b_{23} z_2 z_3 + b_{24} z_2 z_4 + b_{34} z_3 z_4 + b_{11} z_1^2 + b_{22} z_2^2 + b_{33} z_3^2 + b_{44} z_4^2.\end{gathered} \tag{2.33}$$

Для расчета фракционной эффективности пылеулавливания в газопромывателе составлена математическая модель переноса массы твердой из газовой в жидкую в зоне движения вращающегося слоя капель. При составлении модели учитывалось, что пылеулавливание в аппарате происходит как за счет центробежной сепарации в закрученном потоке, так и путем их инерционного осаждения на каплях. Причем для мелких частиц (δ≤5 мкм) это является основным механизмом осаждения.

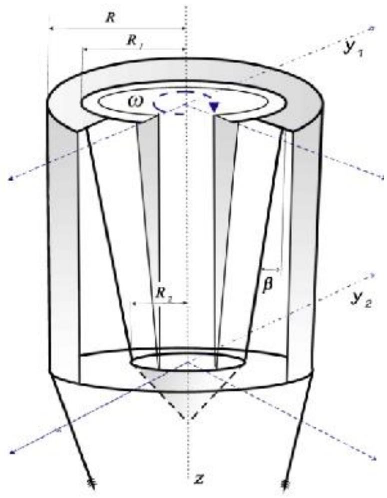


Рисунок 2.36 – Расчетная схема к определению концентрации частиц

В предположении, что газовый поток движется через капельный слой в режиме идеального вытеснения, а изменение количества твердой фазы в газовом потоке обусловлено лишь инерционным захватом частиц пыли каплями жидкости, получена зависимость для определения выходной концентрации частиц:

$$C_{XK} = C_{XH} \cdot \exp(-B \cdot b)$$

Эффективность пылеуловителя определяется как доля частиц, уносимых с жидкостью, от полного объёма пыли, поступившей с газом:

$$\eta_u = \frac{L \cdot \rho_Г (C_{yk} - C_{ун})}{G \cdot \rho_{ж} \cdot C_{хн}} \tag{2.34}$$

Тогда эффективность инерционного осаждения:

$$\eta_u = \frac{2}{1-m^2} \int_m^1 t_1 \left(1 - e^{-T}\right) dt \tag{2.35}$$

где

$$T = \frac{3}{4} \frac{\rho_г}{\rho_{ж}} \frac{L}{G} \frac{(1-\chi)\varepsilon}{\chi_k} \eta_K \frac{1-m^2}{d_k} \frac{t_1}{t_1^2 - m^2} \frac{\sin\beta}{R_2}$$

Инерционный захват частиц каплями орошающей жидкости одновременно с их центробежной сепарацией моделировался с учетом фиктивного увеличения пути движения частицы во вращающемся капельном слое, определяемого параметром

$$\lambda = \sqrt{1 + \frac{U_\varphi^2}{U_x^2}} \tag{2.36}$$

$$\eta_y = \frac{2}{1 - m^2} \int_m^1 t_1 \left(1 - e^{-\lambda \cdot T}\right) dt \tag{2.37}$$

Установлено, что на эффективность процесса инерционной сепарации не влияет входная концентрация частиц в газовой фазе. Менее очевидно проявляется независимость эффективности газоочистки от толщины капельного слоя, что объясняется влиянием на количество отсепарированной дисперсной фазы расхода жидкости, размера капель и скорости их движения.

В реальных условиях для полидисперсного состава частиц в газовом потоке эффективность пылеулавливания может определяться по правилу сложения всех воздействующих на сепарацию факторов.

Степень очистки газа, определенная экспериментальным путем, сопоставлялась с результатами, полученными по предложенной модели и с эффективностью согласно универсальной методике расчета.

По универсальному методу, согласно которому определение эффективности газоочистки сводится к определению эффективного диаметра частиц $d_{эф}$, полностью улавливаемых аппаратом. С учетом принятых ранее соотношений (2.25) получено выражение для определения эффективного диаметра частиц $d_{эф.}$

$$d_{эф} = \sqrt{\frac{\mu_г R_z^3 G^{0,6}}{\rho_ч G \phi R^{1,2} \vartheta^{0,6}}}, \tag{2.38}$$

Вероятность сепарации частиц заданного дисперсного состава выражается величиной коэффициента очистки η. Характеристики дисперсного состава пыли талька представлены на графике (рисунок 2.37). Эффективность очистки с учетом содержания частиц диаметром d≤ $d_{эф}$ ($N_{эф}$) определяется по формуле: η= (100–$N_{эф}$) /100.

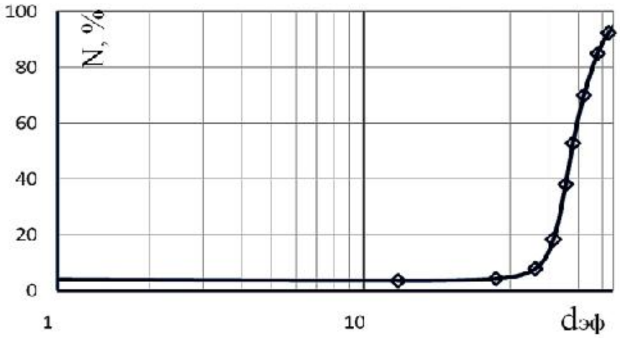



Рисунок 2.37 – Содержание частиц диаметром $d$≤ $d_{эф}$

Важно отметить, что эффективный диаметр частиц значительно меньше их медианного диаметра, обычно вводимого в расчет, что и обуславливает неточность известных зависимостей. Введение эффективного диаметра частиц позволило значительно сблизить экспериментальные и расчетные данные.

Результаты верификации представлены на графиках (рисунки 2.38, 2.39).

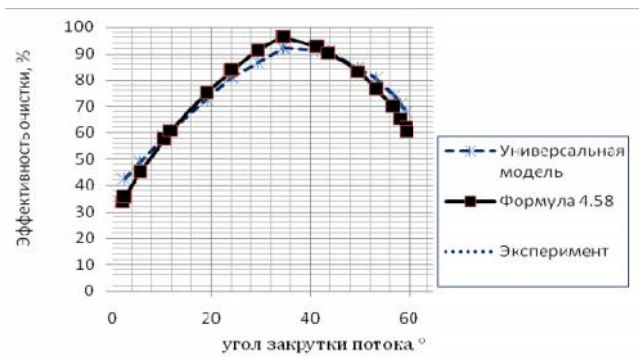



Рисунок 2.38 – Верификация универсальной модели, предложенной методики и эксперимента (по крутке потока)

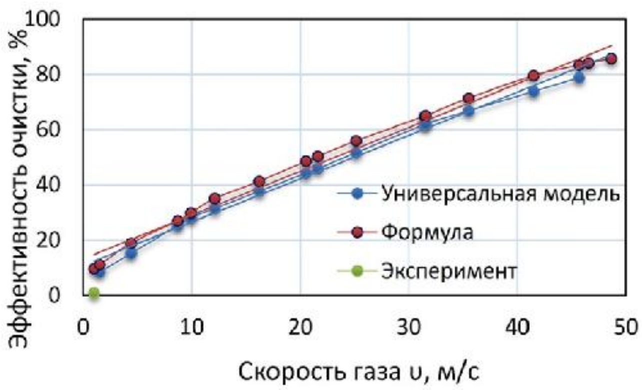



Рисунок 2.39 – Верификация универсальной модели, предложенной методики и эксперимента (по скорости газа)

Максимальное отклонение не превышает 12%, что подтверждает возможность применения предлагаемых зависимостей для расчета динамического газопромывателя. Очевидно, что несмотря на принятые допущения, предложенные модели достаточно адекватно описывают поведении частиц в закрученном потоке и позволяют определить основные факторы процесса сепарации. Сравнительный анализ представлен на рисунках 2.40, 2.41.


Рисунок 2.40 – Корреляция η, рассчитанной по универсальному методу и экспериментальной

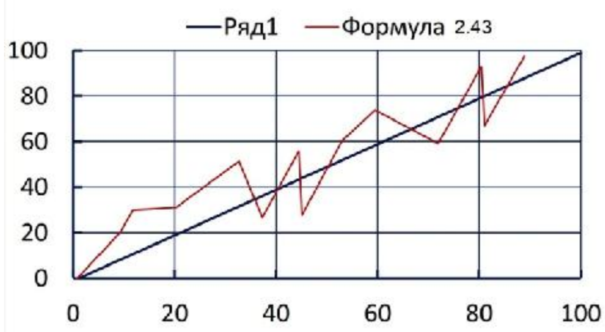



Рисунок 2.41 – Корреляция η, рассчитанной по методике (2.43) и экспериментальной

## 2.6 Оптимизация процесса сепарации

Параметром оптимизации, т.е. в качестве целевой функции *(y)* был принят фактор сепарации *Ф* , определяемый входной скоростью газодисперсного потока *(*$z_1$*)*, углом наклона лопастей завихрителя *(*$z_2$*)*, расходом орошающей жидкости *(*$z_3$*)*, а также координатами ввода дисперсных частиц *(*$z_4$*)*. Изменение оптимизируемого параметра хорошо описывается полиномом второй степени:

$$y = b_0 + b_1 z_1 + b_2 z_2 + b_3 z_3 + b_4 z_4 + b_{12} z_1 z_2 + b_{13} z_1 z_3 + b_{14} z_1 z_4 + b_{23} z_2 z_3 + \\ + b_{24} z_2 z_4 + b_{34} z_3 z_4 + b_{11} z_1^2 + b_{22} z_2^2 + b_{33} z_3^2 + b_{44} z_4^2. \quad (2.39)$$

Для определения величины *y* были спланированы и проведены численные полнофакторные эксперименты. С целью получения уравнения регрессии применен ортогональный план второго порядка [64] с варьированием каждого фактора на нескольких уровнях (таблица 2.1).

Для расчета коэффициентов уравнения (2.39) была составлена расчетная программа. Блок-схема программы показана на рисунке 2.42. Переход от натуральных переменных *z* к безразмерным *x* производился по формуле:

$$x_j = \frac{z_j - z_j^0}{\Delta z_j},$$

Таблица 2.1 - Параметр плана экспериментов

| | $z_1$(м/с) | $z_2$($^0$) | $z_3$ (м$^3$/с) | $z_4$(м) |
|---|---|---|---|---|
| Основной уровень, $Z_j^{\ 0}$ | 30 | 40 | 5 | 3 |
| Интервал варьированья, $\Delta Z_j$ | 5 | 10 | 1 | 1,5÷2,0 |

где $z_1$, $z_2$, $z_3$, $z_4$ – реальные параметры, соответствующие безразмерным параметрам $x_1$, $x_2$, $x_3$, $x_4$.

$Z_j^{\,0}$ – основной уровень, $Z_j^0 = \dfrac{z_j^{\max} + z_j^{\min}}{2}$; $\Delta Z_j$ – интервал варьирования, $\Delta Z_j = \dfrac{z_j^{\max} - z_j^{\min}}{2}$.

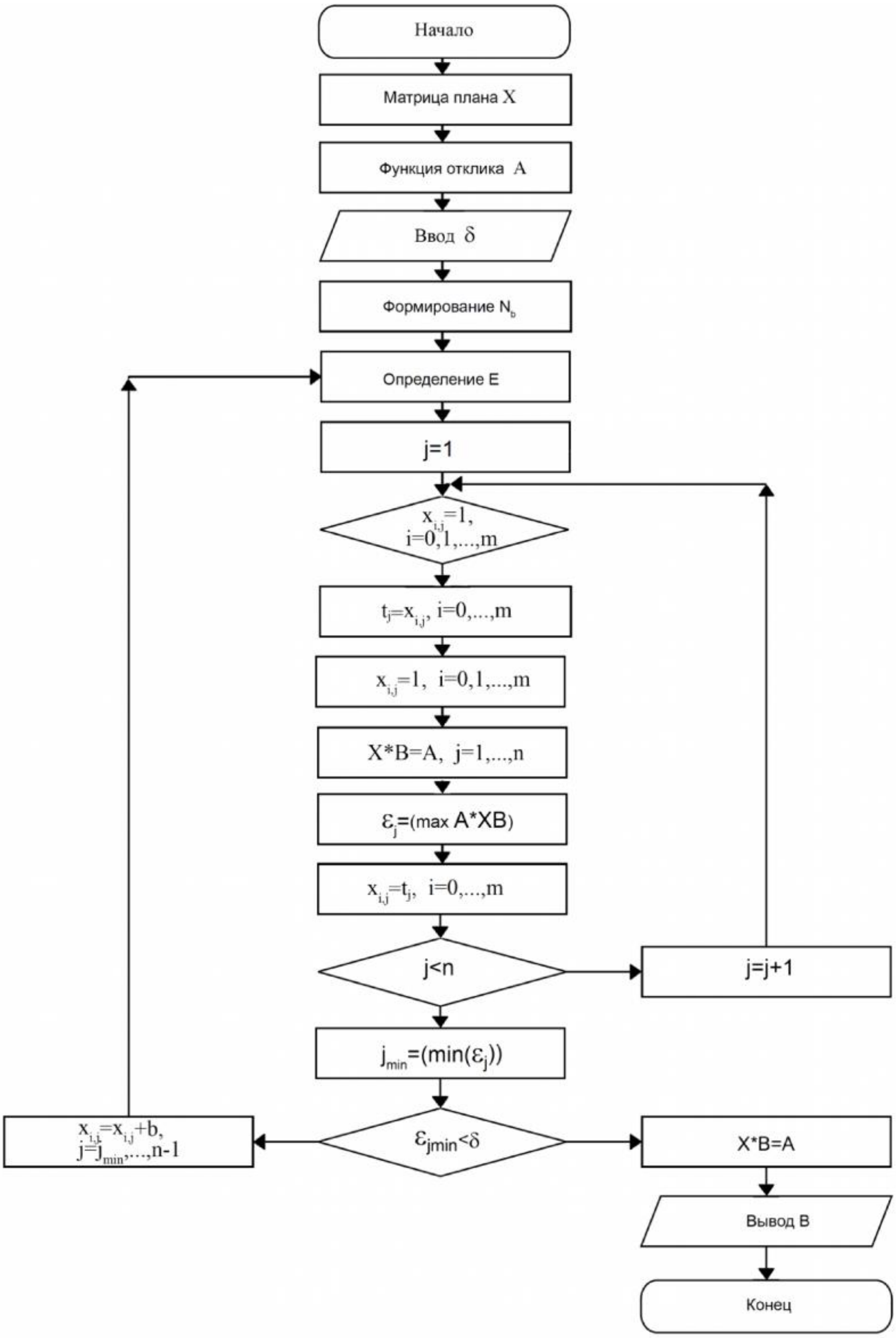



Рисунок 2.42 – Блок-схема программы расчета коэффициентов для определения фактора сепарации

Данные таблицы 2.1 были использованы при проведении математико-статистических исследований, также была составлена матрица планирования эксперимента (таблица 2.2). Количество опытов принималось равным 250.

Дисперсия воспроизводимости с числом степеней свободы $f$ =4–1=3 определялась по 4 дополнительным опытам в центре плана $(y_1^0 = 58, y_2^0 = 56, y_3^0 = 59, y_4^0 = 57)$:

$$\bar{y}^0 = \frac{\sum_{i=1}^{4} y_i^0}{4} = 57{,}5; \qquad S^2_{\text{воспр}} = \frac{\sum_{i=2}^{4} (y_i^0 - \bar{y}^0)}{3} = 1{,}67$$

Коэффициенты уравнения регрессии и их ошибки были рассчитаны по формулам:

$$b_j = \frac{\sum_{i=1}^{N} x_{ji} y_i}{\sum_{i=1}^{N} x_{ji}^2}; \qquad S_{bj}^2 = \frac{S^2_{\text{воспр}}}{\sum_{i=1}^{N} x_{ij}^2}$$

Значимость коэффициентов регрессии была проверена по $t$–критерию Стьюдента:

$$t_j = \frac{|b_j|}{S_{bj}}, \tag{2.40}$$

где $b_j$ – коэффициент в уравнении регрессии;

$S_{bj}$ – среднеквадратичное отклонение.

$t$ – критерий Стьюдента при уровне значимости $p$ = 0,05 и числе степеней свободы $f$ = 3 был равен $t_р(f)$ = 2,56.

В результате исключения незначимых коэффициентов, для которых критерий Стьюдента ниже табулированного, было получено уравнение регрессии в безразмерном виде:

$$\begin{aligned} y = 48{,}53 + 9{,}34x_1 - 7{,}24x_2 - 3{,}04x_3 + 2{,}7(x_1^2 - 0{,}7) - 3{,}99(x_2^2 - 0{,}7) - \\ - 1{,}37(x_3^2 - 0{,}7) + 1{,}6(x_4^2 - 0{,}7) + 1{,}48x_2x_3 = \\ = 55{,}292 + 9{,}34x_1 - 7{,}24x_2 - 3{,}04x_3 + 2{,}7x_1^2 - 3{,}99x_2^2 - 1{,}37x_3^2 + 1{,}6x_4^2 + 1{,}5x_2x_3. \end{aligned} \tag{2.41}$$

Таблица 2.2 – Матрица планирования эксперимента

| $N$ | $x_0$ | $x_1$ | $x_2$ | $x_3$ | $x_4$ | $x_1^1$ | $x_2^1$ | $x_3^1$ | $x_4^1$ | $x_1x_2$ | $x_1x_3$ | $x_1x_4$ | $x_2x_3$ | $x_2x_4$ | $x_3x_4$ | $Y$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | +1 | +1 | +1 | +1 | +1 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | +1 | +1 | +1 | +1 | +1 | +1 | 53 |
| 2 | +1 | -1 | -1 | +1 | +1 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | +1 | -1 | -1 | -1 | -1 | +1 | 47 |
| 3 | +1 | +1 | -1 | -1 | +1 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | -1 | -1 | +1 | +1 | -1 | -1 | 73 |
| 4 | +1 | -1 | +1 | -1 | +1 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | -1 | +1 | -1 | -1 | +1 | -1 | 43 |
| 5 | +1 | +1 | -1 | +1 | -1 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | -1 | +1 | -1 | +1 | +1 | -1 | 64 |
| 6 | +1 | -1 | +1 | +1 | -1 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | -1 | -1 | +1 | -1 | -1 | -1 | 38 |
| 7 | +1 | +1 | +1 | -1 | -1 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | +1 | -1 | -1 | +1 | -1 | +1 | 54 |
| 8 | +1 | -1 | -1 | -1 | -1 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | +1 | +1 | +1 | -1 | +1 | +1 | 56 |
| 9 | +1 | +1 | -1 | +1 | +1 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | -1 | +1 | +1 | +1 | -1 | +1 | 66 |
| 10 | +1 | -1 | +1 | +1 | +1 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | -1 | -1 | -1 | -1 | +1 | +1 | 39 |
| 11 | +1 | +1 | +1 | -1 | +1 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | +1 | -1 | +1 | +1 | +1 | -1 | 55 |
| 12 | +1 | -1 | -1 | -1 | +1 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | +1 | +1 | -1 | +1 | -1 | -1 | 58 |
| 13 | +1 | +1 | +1 | +1 | -1 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | +1 | +1 | -1 | +1 | -1 | -1 | 52 |
| 14 | +1 | -1 | -1 | +1 | -1 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | +1 | -1 | +1 | -1 | +1 | -1 | 46 |
| 15 | +1 | +1 | -1 | -1 | -1 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | -1 | -1 | -1 | +1 | +1 | +1 | 72 |
| 16 | +1 | -1 | +1 | -1 | -1 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | -1 | +1 | +1 | -1 | -1 | +1 | 42 |
| 17 | +1 | 0 | 0 | 0 | 0 | -0,8 | -0,8 | -0,8 | -0,8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 58 |
| 18 | +1 | +1,414 | 0 | 0 | 0 | 1,2 | -0,8 | -0,8 | -0,8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 69 |
| 19 | +1 | -1,414 | 0 | 0 | 0 | 1,2 | -0,8 | -0,8 | -0,8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 50 |
| 20 | +1 | 0 | +1,414 | 0 | 0 | -0,8 | 1,2 | -0,8 | -0,8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 40 |
| 21 | +1 | 0 | -1,414 | 0 | 0 | -0,8 | 1,2 | -0,8 | -0,8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 52 |
| 22 | +1 | 0 | 0 | +1,414 | 0 | -0,8 | -0,8 | 1,2 | -0,8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 50 |
| 23 | +1 | 0 | 0 | -1,414 | 0 | -0,8 | -0,8 | 1,2 | -0,8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 55 |
| 24 | +1 | 0 | 0 | 0 | +1,414 | -0,8 | -0,8 | -0,8 | 1,2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 60 |
| 25 | +1 | 0 | 0 | 0 | -1,414 | -0,8 | -0,8 | -0,8 | 1,2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 57 |

В натуральном масштабе уравнение (2.41) примет вид:

$$y = 67{,}28 - 19{,}23z_1 + 2{,}85z_2 + 6{,}87z_3 - 1631z_4 + 0{,}492z_1^2 - 0{,}038z_2^2 - 2{,}15z_3^2 + 49200z_4^2 + 0{,}31z_2z_3. \quad (2.42)$$

Для проверки адекватности полученного уравнения были определены остаточная дисперсия и $F$ - критерий Фишера :

$$S^2_{\text{ост}} = \frac{\sum_{i=1}^{N}(y_i - \bar{y}_i)^2}{N - l} = \frac{121{,}3}{25 - 9} = 7{,}58$$

$$F = \frac{S^2_{\text{ост}}}{S^2_{\text{воспр}}} = \frac{7{,}58}{1{,}67} = 4{,}54$$

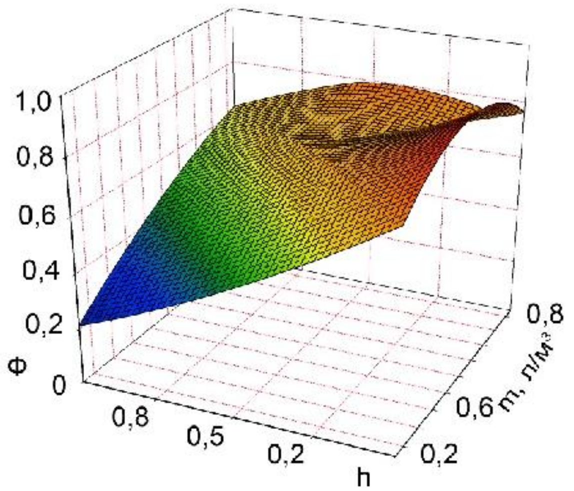



Рисунок 2.43 – Зависимость фактора сепарации $\Phi$ от координаты ввода дисперсных частиц и удельного орошения

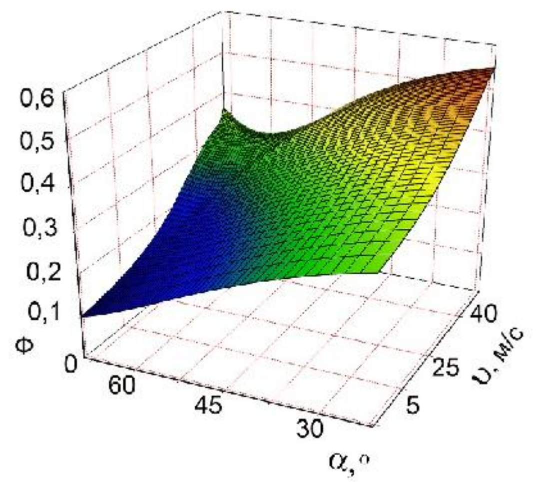



Рисунок 2.44 – Зависимость фактора сепарации $\Phi$ от скорости газодисперсного потока и наклона лопастей завихрителя

Полученное значение критерия Фишера, равное 8,95 при уровне значимости ρ = 0,05 и степенях свободы $f_1 = 15$ и $f_2 = 3$, свидетельствует о его адекватности при описании реального процесса ($F < F_p(f_1, f_2)$). Уравнение (2.42) позволяет рассчитать безразмерный фактор $\Phi$ и прогнозировать эффективность процесса сепарации.

## ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 2

1. Был разработан алгоритм моделирования процесса сепарации дисперсной фазы в газовом потоке с орошением жидкостью в программном комплексе Ansys CFX, позволивший исследовать характер взаимосвязи основных аэрогидродинамических показателей от конструктивных параметров газопромывателя. Разработана аналитическая модель течения газодисперсной среды, позволяющая рассчитать распределения всех компонент скорости $U'_\varphi$, $U'_r$, $U'_x$, а также функции тока ψ ($r$, $z$) и построить характерную гидродинамическую картину течения. Установлено, что условием, необходимым для возникновения обратных токов, является не сама закрутка, а падение крутки. От интенсивности и характера падения крутки зависит интенсивность и характер обратных токов. Этот вывод необходимо учитывать в практике и соответствующим образом организовывать гидродинамику потоков в аппарате.

2. В результате численного эксперимента получено распределение составляющих скорости потока по сечению газопромывателя. В ходе эксперимента подтверждена автомодельность газового потока при различных расходах газа и числах Рейнольдса $Re = (1{,}5 \div 6{,}0) \cdot 10^4$. Установлено, что профили скоростей мало зависят от расхода жидкой фазы. Определены оптимальные соотношения между геометрическими размерами газопромывателя, установлено, что, в зависимости от дисперсности газовой фазы, в рабочей зоне аппарата могут возникать принципиально отличающиеся друг от друга режимы течения.

Качественная картина, полученная теоретически, хорошо согласуется с классической картиной, выявленной экспериментальными исследованиями других авторов, что подтверждает корректность положенной в основу исследований физической гипотезы.

3. Проведена комплексная оценка эффективности процесса газоочистки, в основе которой лежит универсальный детерменированный подход, дающий полное представление о поведении частиц в закрученном потоке и определяющий основные закономерности процесса сепарации. Установлена

однозначность влияния на вторичный унос пыли критериев геометрического подобия $C_{г,}$ и $C_{р}$, определяющих конструктивные и режимные параметры аппарата. Введено понятие "фактор сепарации *Ф"*, *с*вязывающий оба критерия и позволяющий разделить процесс газоочистки на две области: вторичного уноса пыли и зоны полной сепарации. Результаты исследований положены в основу новой методологии расчета эффективности газоочистки, отличающейся хорошей точностью прогнозируемых значений, простотой получаемых на ее основе решений, а также возможностью оценки эффективности газоочистки при отсутствии сведений о дисперсном составе пыли. Значительное повышение точности предлагаемой методологии обусловлено рассмотрением аппаратов одного класса; использованием в расчетах эффективного диаметра частиц, который значительно меньше их медианного диаметра; точностью выборки данных эксперимента для определения регрессионных коэффициентов; учетом наиболее существенных факторов, влияющих на эффективность сепарации.

4. Разработана методика инженерного расчета газопромывателя, позволяющая определять значения основных режимных и конструктивных характеристик центробежных газоочистных аппаратов. Получена аналитическая зависимость между эффективностью газоочистки и критериями подобия, моделирующими работу газопромывателя.

5. Верификационная проверка показала возможность применения разработанной методики в инженерной практике и подтвердила универсальность полученных решений. Ошибка прогноза составила: 1,2...2,6 % .

# ГЛАВА 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА АЭРОГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОПРОМЫВАТЕЛЯ

В химической промышленности и смежных с ней отраслях производства используются газоочистные аппараты с закрученным движением дисперсной среды, эффективность которых полностью определяется гидродинамическим совершенствованием процесса сепарации. Основными недостатками известных устройств являются: низкая эффективность улавливания тонкодисперсных частиц, вторичный унос дисперсной фазы, высокое гидравлическое сопротивление, склонность к залипанию пыли.

Указанные недостатки обусловливают поиск новых оригинальных конструктивно-схемных и технологических решений для перехода к современным газопромывателям нового поколения, в которых низкие энергетические затраты на газоочистку, эксплуатационная надежность и простота конструктивного оформления, сочетаются с высокой эффективностью процесса сепарации дисперсных частиц.

Несмотря на обширный теоретический и экспериментальный материал по исследованию процессов сепарации, накопленный применительно к аппаратам с закрученными потоками, ряд наблюдаемых в них явлений не может быть объяснен в рамках сложившихся представлений, а проблема повышения их эффективности остается острой. Сложность общей гидродинамической картины сепарации многофазных потоков, а также взаимодействие этих потоков между собой, обуславливает трудности ее математического описания. Этим объясняется необходимость исследования влияния режимных и конструктивных параметров на эффективность процесса газоочистки с оценкой вклада отдельных элементов для более детального понимания физического механизма центробежной интенсификации.

К перспективным методам интенсификации улавливания мелкодисперсных примесей относится мокрая очистка газа, которая характеризуется сложными массообменными процессами в момент взаимодействия газодисперсного потока с орошающей жидкостью. В результате этого взаимодействия меняются скорость и концентрация фаз, обусловливающие процесс газоочистки.

Анализ технической литературы по исследованиям в данной области обнаруживает зависимость выходных характеристик газодисперсного потока от конструктивных параметров и режимных факторов, что указывает на качественно различную гидродинамику потоков при разных значениях этих параметров. Довольно ограниченное практическое применение динамических газопромывателей в отличие от обычных циклонов объясняется не только некоторой усложненностью конструкции этих аппаратов, но и недостаточной изученностью гидродинамических характеристик и технологических режимов их работы. Проведенное исследование сепарирующей способности газопромывателя [81] показало, что существуют определенные и весьма широкие области, обусловленные конструктивными и режимными факторами, а также свойствами разделяемых суспензий, в которых проявляются очевидные преимущества аппаратов такого типа по сравнению с обычными цилиндро- коническими циклонами при сопоставимых удельных энергетических затратах.

Сложный характер распределения скоростей, наличие градиента давления по радиусу в закрученном газовом потоке значительно усложняет аналитическое решение задачи о гидравлическом сопротивлении аппаратов с закрученным газовым потоком. Установленным фактом следует считать то, что в газопромывателе значения тангенциальной скорости газа, на порядок превышающие осевую и на два порядка - радиальную составляющие суммарной скорости газодисперсного потока [75, 134, 135] и оказывающие превалирующее влияние на процесс центробежной сепарации, в области закрутки потока изменяются в соответствии с уравнением (2.8). Для определения локальных значений и распределения этой скорости в объеме аппарата в настоящее время следует отдать предпочтение экспериментальным методам исследования.

В данной работе ставилась задача определения гидравлического сопротивления орошаемого аппарата при изменении нагрузок по фазам, при принудительной закрутке потока, с учетом угловой скорости вращения ротора и изменении направления вращения лопастей завихрителя. Исследование этих факторов и создание методики расчета гидравлического сопротивления является важной задачей в снижении металлоемкости аппаратов и энергозатрат на очистку газа.

## 3.1 Экспериментальные исследования и методика проведения эксперимента

На основании анализа конструкций современных аппаратов для очистки газа разработана и запатентована конструкция динамического газопромывателя. Аппарат снабжен вращающимся лопастным завихрителем и центральной трубой для подачи орошающей жидкости. Центробежные силы, возникающие при вращении ротора, обеспечивают дробление жидкости на мелкие капли, что обуславливает интенсивный контакт газов и улавливаемых частиц с жидкостью. Благодаря действию центробежных сил, интенсивному перемешиванию газа и жидкости и наличию большой межфазовой поверхности контакта, происходит эффективная очистка газа в пенном слое [14].

Исследования гидравлического сопротивления газопромывателя с завихрителем высотой 0,25 м проводились на экспериментальной установке, изображенной на (рисунок 3.1). Величина гидравлических потерь определялась по разнице статического давления газового потока до и после ротора.

Расход воздуха выбирался в диапазоне скоростей, рассчитанных на контактное сечение канала от 0 до 25 м/с. Для этого, посредством поворота шибера, устанавливался расход воздуха, и измерялось газовым счётчиком его значение, одновременно фиксировалось сопротивление аппарата. Было получено порядка 20 точек, в которых проведились замеры с помощью манометра.

В процессе исследования менялись следующие параметры:

– скорость газа на входе в завихритель υ=1÷20 м/с;

– угловая скорость вращения ротора $\omega = 0 \div 100\ c^{-1}$;

– направление вращения $\dot{\alpha}$ <90° или $\dot{\alpha}$ >90**,** где $\dot{\alpha}$ – угол между вектором относительной скорости ω и вектором окружной скорости υ;

– угол установки лопаток α = 0÷65°

В первой серии опытов было установлено влияние скорости газового потока на гидравлическое сопротивление аппарата без подачи орошающей жидкости.

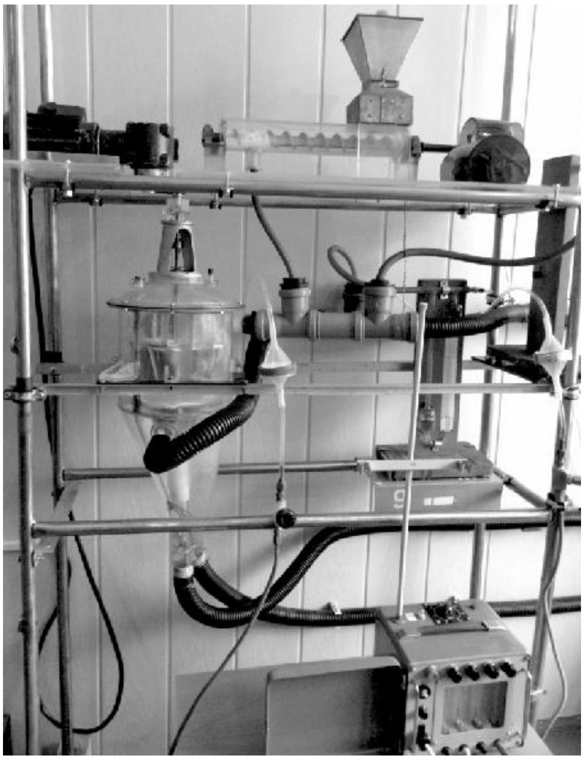


Рисунок 3.1 – Экспериментальная установка

Следующая серия опытов выполнялась с наличием орошения в аппарате в системе вода – воздух. Расход воздуха выбирался в диапазоне скоростей, рассчитанных на контактное сечение канала от 5 до 35 м/с. Минимальное значение диапазона устанавливалось по наименьшей допустимой скорости газа, зависящей от нагрузки по жидкости. Удельное орошение варьировалось в пределах *L/G*=(0÷1,6). Все серии опытов проводились при постоянном орошении и изменяющейся скорости воздуха. После устанавления стационарного режима, производились замеры: гидравлического сопротивления аппарата (Па); расхода воды (л/ч), с пересчетом на удельную плотность орошения ($м^3/м^3$); расхода газа ($м^3$/ч), с пересчетом на скорость газа в контактных каналах (м/с).

Давление измерялось в газоходе до и после аппарата. При этом отборные магистрали манометра устанавливались вертикально для предотвращения их забивания. Забивание манометров обычно вызывает пульсация давления, которая приводит к возвратно-поступательному движению аэрозоля в линии манометра, где частицы откладываются. Для стационарного течения забивание частицами магистрали манометра происходит редко. Одним из факторов, препятствующих этому процессу, является броуновское движение. Также осуществлялась продувка отборных магистралей газом в то время, когда измерения не проводились [60].

Для фиксированного значения удельного орошения эксперименты по определению гидравлического сопротивления проводились в следующем порядке: устанавливалось удельное орошение, равное *L/G* =0,1; скорость газа в контактных каналах изменялась с помощью шибера, а его расход замерялся газовым счётчиком. Одновременно с помощью манометра замерялось гидравлическое сопротивление аппарата, которое потом пересчитывалось на скорость газа в контактном канале. Далее, с увеличением расхода газа, еще раз измерялось гидравлическое сопротивление.

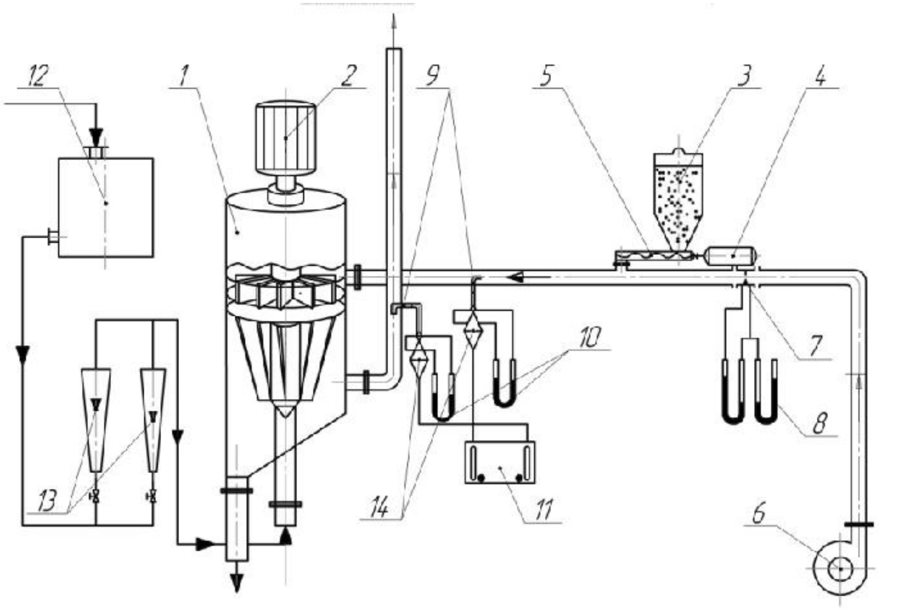



Рисунок 3.2 – Схема экспериментальной установки:
1 – газопромыватель; 2 – привод; 3 – бункер пыли; 4 – электродвигатель;
5 – шнековый дозатор; 6 – вентилятор типа ВВД; 7 – диафрагма;
8,10 – дифманометры; 9 – пробозаборные трубки; 11 – электроаспиратор;
12 – напорный бак; 13 – ротаметры; 14 – пробоотборники

Аналогично были проведены опыты в диапазоне фиксированной величины удельного орошения, равном *L/G* = 0,3…1,6.

Следующая серия экспериментов проводилась для исследования зависимости гидравлического сопротивления от нагрузок по жидкой фазе, которая пересчитывалась на удельную плотность орошения при постоянной скорости газа в контактных каналах. Все измерения проводились аналогично первоначальным опытам. Сначала манометром измерялось сопротивление в сухом аппарате, затем, при фиксированном значении скорости воздуха для различных значений удельного орошения.

Экспериментальные исследования эффективности процесса очистки газа проводились на установке, согласно представленной схеме (рисунок 3.2). Запыленность пылегазовой смеси создавалась с помощью порошка талька и устанавливалась прямым методом. После выхода на соответствующий режим работы газопромывателя – 1, пробы газа исследовались с помощью пробозаборных трубок – 9, с установленными на них сменными наконечниками различного диаметра – 14 и с соблюдением изокинетичности отбора проб. Для выполнения условия изокинетичности отбора проб посредством пневмометрической трубки была предварительно замерена скорость движения потока в газоходе. Сущность метода базируется на обеспечении равных скоростей потока в русле пробозаборной трубки и в газовом тракте. Внешняя фильтрация осуществлялась протягиванием газовой смеси с помощью отарированного электроаспиратора – 11. Скорость отбора проб фиксировалась ротаметром электроаспиратора ЭА–55, а время замерялось по секундомеру. Каждый фильтр АФА-10 был взвешен до и после замеров с помощью аналитических весов. Для каждого режима работы аппарата проводилось 8 замеров с различным временем отбора проб. Эффективность очистки воздуха определяли по разности весов фильтра $\Delta G_2$ после очистки и $\Delta G_1$ до очистки:

$$\eta = (\Delta G_1 - G_2) / G_1$$

Расход воздуха $Q$ (в м$^3$/с) определялся с учетом скорости воздушного потока υ, м/с через поперечное сечение воздуховода $S$, м$^2$ по формуле:

$$Q = \upsilon \cdot S,$$

где скорость воздушного потока, измеренная с помощью U-образных манометров по динамическому давлению, определялась как:

$$\upsilon = \sqrt{\frac{2H_{\partial}}{\rho}},$$

где $\rho$ – плотность воздушного потока, кг/м$^3$.

Отбор проб производился с учетом адгезии частиц на внутренней поверхности устройств отбора. Погрешность, вызываемая адгезией, проявляется двояким образом:

1)общее содержание частиц может быть заниженным;

2) мелкие частицы более легко слипаются со стенками, чем крупные. Таким образом, в измеряемом диапазоне будет осуществляться тенденция к завышению части крупных частиц. Погрешность, вызванная адгезией, наиболее значительна для небольших расходных концентраций частиц в пробах, что объясняется скоростью стабилизации толщины и состава отложжений, которая зависит от условия течения в пробоотборнике. Таким образом, при одинаковой скорости отбора поток плотной взвеси станет независимым от влияния адгезии раньше, чем ноток разреженной взвеси. Однако во всех-случаях этот источник погрешности можно полностью исключить, производя сравнение последовательно взятых проб. Исследуемые пробы с пометкой времени отбора направлялись в отдельный фильтрующий блок с короткой подводящей трубой. Этот блок включался в контур, только когда это требовалось.

Указанный эффект нельзя учесть коррекцией данных, так как имеет значение механизм когезии. В исследовании [59] этот эффект был исключен путем непрерывной аспирации взвеси. Исследуемые пробы с пометкой времени отбора направлялись в отдельный фильтрующий блок с короткой подводящей трубой. Этот блок включался в контур, только когда это требовалось.

Обработка полученных результатов проводилась по известной методике. Для экспериментального исследования использовалась пыль порошка талька, относящаяся к мелкодисперсной пыли и подчиняющаяся логарифмически-нормальному закону распределения частиц со средне квадратичным отклонением 2,10 и насыпной плотностью от 924 до 1245 кг/м$^3$, углом естественного откоса 36,8°.

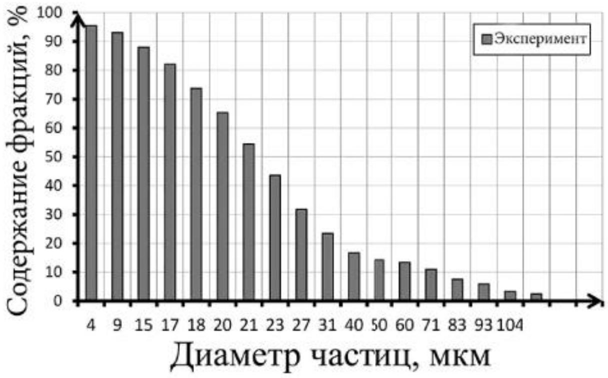



Рисунок 3.3 – Расчет содержания частиц пыли

Ввиду отсутствия данных по дисперсности пыли были проведены исследования по определению ее дисперсного состава. В результате эксперимента установлено, что исследуемая пыль не содержит частиц диаметром более 100 мкм. Результаты исследований представлены на (рис. 3.3) и позволяют сделать вывод, что исследуемая пыль содержит 70% частиц диаметром менее 30 мкм, из них около половины диаметром до 10 мкм. В результате экспериментальных исследований был определен фракционный состав улавливаемых частиц, что позволило определить эффективность газопромывателя, а также сопоставить его эффективность для частиц различного диаметра. На рисунках 3.4 и 3.5 представлены полученные значения эффективности очистки.

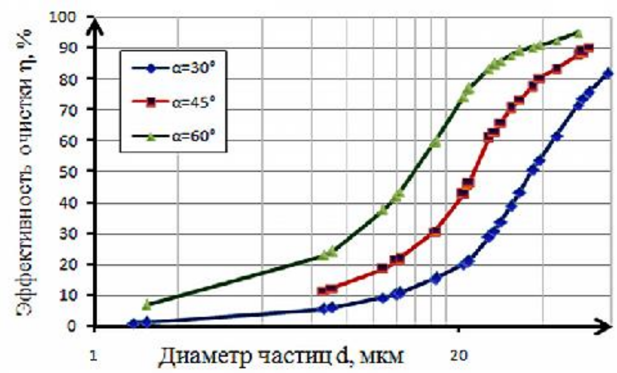



Рисунок 3.4 – Эффективности очистки при различной закрутке потока

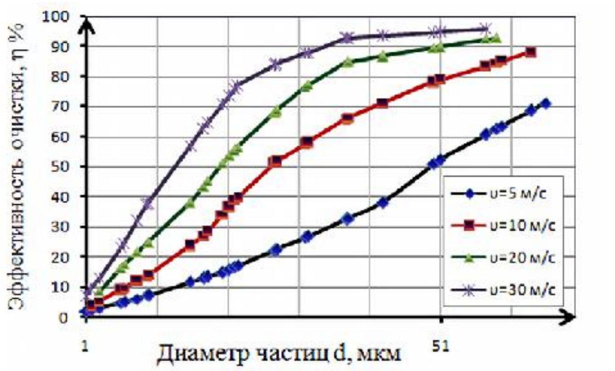



Рисунок 3.5 – Эффективности очистки при различной скорости газа

Согласно графику (рисунок 3.5), скорость газа на входе в аппарат оказывает влияние на эффективность газоочистки, при этом, значительный рост эффективности наблюдается только для скорости газа в диапазоне от 20 до 30 м/с. Это означает, что определение эффективной скорости газа представляет собой оптимизационную задачу – между ростом гидродинамического сопротивления газопромывателя и ростом эффективности очистки газа. Верификация результатов эксперимента проводилась при сравнении с результатами, полученными путем расчета эффективности аппарата с аналогичными параметрами по предложенной методике расчета (рисунок 3.6).

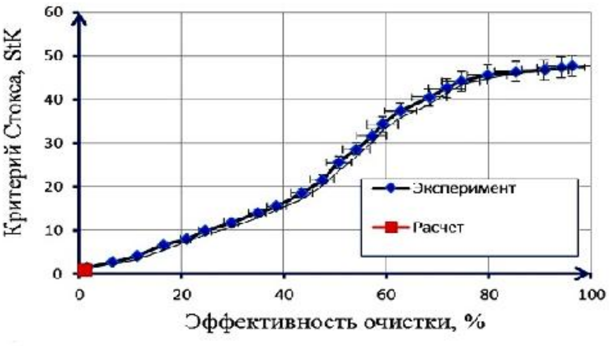



Рисунок 3.6 – Зависимость эффективности очистки от параметра Стокса

Полученные результаты качественно подтверждают физические закономерности движения частиц в газопромывателе и характеризуют влияние различных конструктивных и технологических параметров на эффективность газоочистки, что позволяет выявить их оптимальное значение.

## 3.2 Анализ результатов эксперимента

Результаты исследования орошаемого аппарата, представленные на (рисунок 3.7, а и б) показали, что зависимость *ζ=f(L/G)* имеет возрастающий характер и в заданном диапазоне имеет однозначную связь, за исключением небольшой области при скоростях газа до 5÷7м/с.

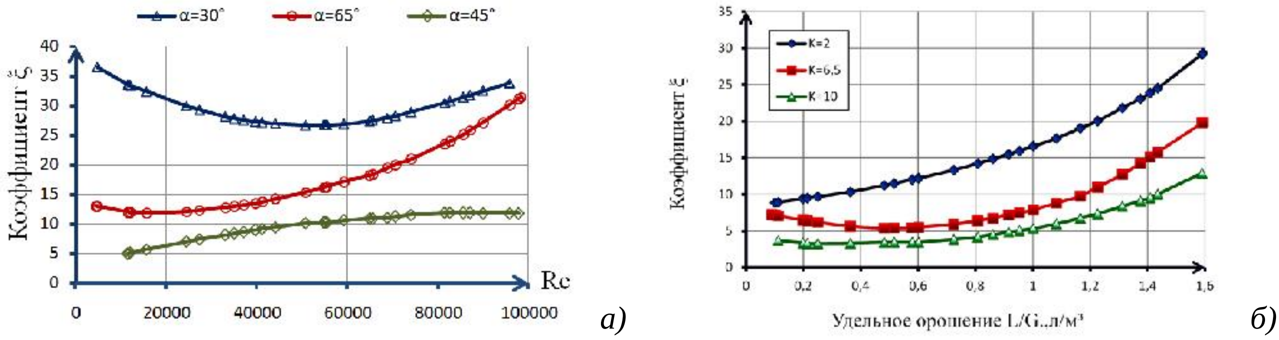



Рисунок 3.7 – Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от режимных и конструктивных параметров процесса:

*а* – влияние угла установки лопаток и критерия Рейнольдса;

*б* – влияние закрутки потока и удельного орошения

Анализ полученных результатов позволил установить, что рост величины удельного орошения в аппарате за счет увеличения высоты факела распыляемой жидкости не оказывает существенного влияния на гидравлическое сопротевление. Это объясняется тем, что на потери напора оказывает существенное влияние скорость газового потока и степень перекрытия жидкостью контактной зоны аппарата, при этом сформировавшаяся в зоне завихрителя структура потока не измененяется при его прохождении вдоль угловой координаты. Влияние жидкой фазы на гидравлическое сопротивление газопромывателя исследовалось при скорости газа в закручивающем устройстве от 5 до 20 м/с и отношениях массовых расходов воды и газа $L/G$ = 0,1÷1,5. При максимальных относительных нагрузках $L/G$ наблюдается рост гидравлического сопротивления, что связано с возникающими в процессе работы затратами энергии газового потока на транспорт жидкой фазы. При этом с ростом области орошения эти потери будут увеличиваться. Анализ результатов эксперимента, представленный на (рисунок 3.7, *б*), показал, что гидравлическое сопротивление орошаемого аппарата при невысоких относительных нагрузках $L/G$ снижается  по отношению к гидравлическому сопротивлению сухого аппарата. Существенное снижение величины гидравлического сопротивления наблюдается при удельном орошении $L/G$=0,4÷0,6, а при значении $L/G$=0,6÷0,8 принимает постоянное значение, близкое к сопротивлению сухого аппарата. Дальнейшее увеличение соотношения $L/G$ приводит к росту сопротивления. Понижение гидравлического сопротивления объясняется особенностью гидродинамической обстановки в аппарате [47]. Капли орошающей жидкости образуют на лопастях завихрителя жидкостную пленку, которая, срываясь с лопастей, вовлекается во вращающийся капельный слой. В ходе экспериментов установлено, что при прекращении подачи орошающей жидкости гидравлическое сопротивление снижается не сразу, и только при просыхании стенок аппарата и лопастей завихрителя, принимает значения сухого аппарата. Снижение гидравлического сопротивления можно обосновать благотворным воздействием капельного слоя на поверхности лопастей завихрителя, уменьшением трения о стенки аппарата, а также подавлением турбулентных пульсаций газового потока каплями жидкости.

## 3.3 Исследование влияния режимно-конструктивных параметров аппарата на оптимальную скорость

При обсуждении результатов предварительных исследований работы динамического газопромывателя было отмечено, что с увеличением угловой скорости вращения ротора величина уноса примесей уменьшается и при определенной скорости вращения становится практически равной нулю. Поэтому можно ввести понятие "оптимальная скорость вращения", т.е. минимальная угловая скорость вращения, при которой отсутствует вторичный унос. При изучении влияния угла установки лопаток завихрителя на эффективность сепарации дисперсных потоков было установлено, что для одного и того же угла α, оптимальная скорость вращения $\omega_{опт}$ зависит от направления вращения, т.е. от угла $\dot{\alpha}$ (рисунок 3.8).

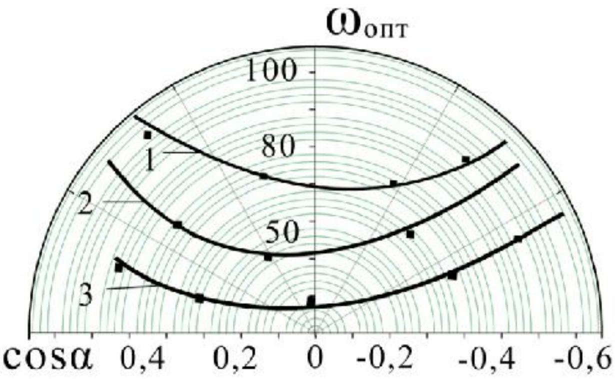



Рисунок 3.8 – Зависимость оптимальной скорости $\omega_{опт}$ от направления вращения $\dot{\alpha}$:
1 – υ=21,2; 2 – υ=13,5; 3 – υ= 7,7 (м/с)

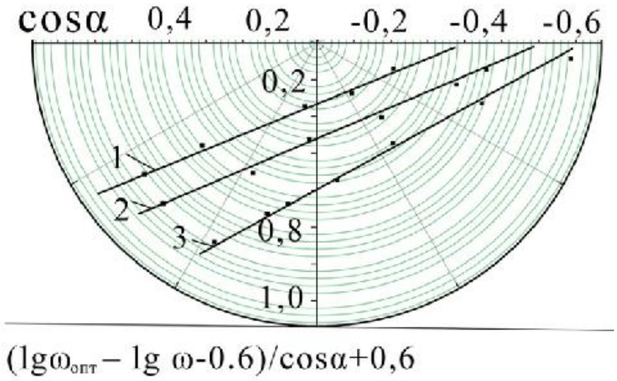



Рисунок 3.9 – Влияние cosα на $\omega_{опт}$ при скорости потока:
1 – υ=21,2; 2 – υ=13,5; 3 – υ= 7,7 (м/с)

За положительное направление вращения примем направление, для которого cos $\dot{\alpha}$> 0. Зависимость $\omega_{опт}$ от косинуса угла вращения представлена в виде графика (рисунок 3.9). Видно, что для фиксированного $\dot{\alpha}$, например, $\dot{\alpha}$ = 10°, величина $\omega_{опт}$ для $\dot{\alpha}$>90° меньше, чем для $\dot{\alpha}$ <90°. Зависимость $\omega_{опт}$ = (cos $\dot{\alpha}$) имеет экстремум, который приходится на отрицательный косинус угла вращения cos $\dot{\alpha}$= – 0,2 и может быть описана следующим уравнением:

$$\omega_{опт}=exp\ (a\cdot\cos\dot{\alpha}+b\cdot\cos^2\dot{\alpha})$$

где *a, b* – коэффициенты, которые определяются после представления зависимости в новых координатах ($\lg\omega_{опт} - \lg\omega_{-0.6}$) $/\cos\alpha+0{,}6$ и $\cos\alpha$. При этом величина $\lg \omega_{-0.6}$ характеризует минимальную скорость вращения при $\cos\alpha = -0{,}6$.

После обработки данных, представленных на графике (рисунок 3.9), получим зависимость оптимальной скорости вращения от направления вращения завихрителя:

$$\omega_{опт} \approx \exp\left[-(1{,}06 + 0{,}034\,\upsilon)\cdot\cos\alpha - 2{,}18\cdot\cos^2\alpha\right] \qquad (3.1)$$

Получены следующие рекомендации для проектирования: максимальная эффективность сепарации обеспечивается при установке лопаток на угол $\alpha = 10 \div 30°$ и отрицательном направлении вращения, т.е. $\dot{\alpha} = 100 + 110°$.

Число лопаток z, представленное как относительное число лопаток $\check{z} = \pi/z$ и равное относительному шагу лопаток $\tau=(\pi D/z)/D$ существенным образом влияет на эффективность сепарации. С увеличением числа лопаток минимальная скорость вращения снижается, (рисунок 3.10, *б*). Это объясняется увеличением числа сепарирующих каналов и уменьшением расстояния между стенками канала, т.е. уменьшается путь движения частицы до стенок канала и повышается вероятность осаждения частицы в канале. Однако число лопаток ограничивается условиями технологичности изготовления завихрителя и обеспечения его работоспособности. Исходя из проведенных исследований и принимая во внимание условия технологичности изготовления завихрителя, число лопаток рекомендуется выбирать по следующему соотношению: $z \approx (10\div2{,}5)\cdot D$.

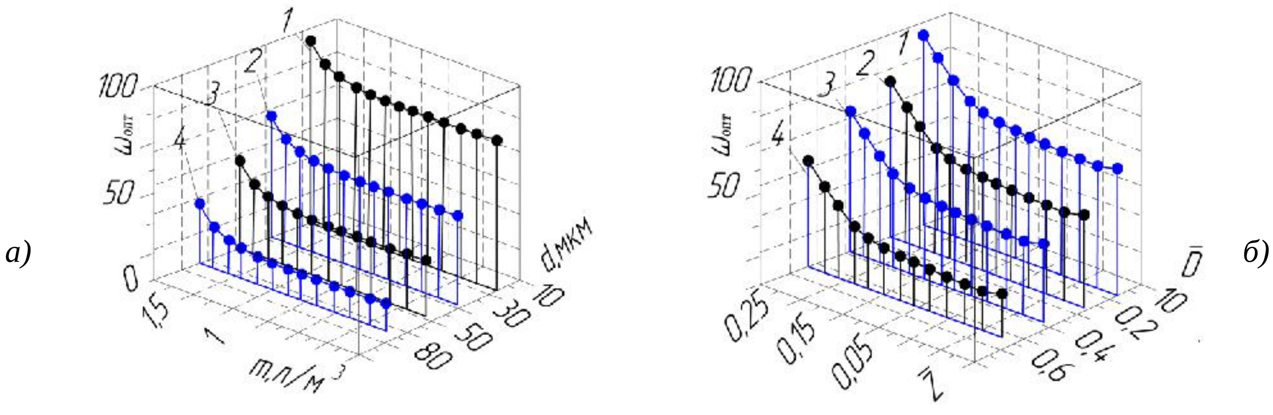



Рисунок 3.10 – Зависимость $\omega_{опт}$ от:
*а* – режимных параметров процесса; *б* – конструктивных параметров завихрителя
1 – υ= 34,5 м/с; 2 – υ= 21,7 м/с; 3 – υ= 13,5 м/с; 4 – υ= 7,2 м/с

Обобщением опытных данных установлено следующее соотношение

$$\omega_{опт} \approx \check{z}^{1,05}$$

При сокращении числа лопаток уменьшается активность воздействия ротора на газовый поток, что способствует падению давления газа на выходе и снижению затрат электроэнергии на привод ротора. Из приведенного анализа следует, что увеличение числа лопаток может быть целесообразным в том числе, если требуется увеличение давления газа на выходе из аппарата и не служит рациональным способом повышения эффективности газоочистки. Также установлено влияние дисперсности твердой фазы при различных скоростях газового потока и влияние расходов жидкой и газовой фаз (рисунок 3.10, *а*).

Обобщением опытных данных установлено следующее соотношение:

$$\omega_{опт} \approx \exp(-0{,}018 \cdot 10^6 d_р)$$

Увеличение расхода *G* очищенного газа при неизменном значении угловой скорости способствует пропорциональному росту осевой скорости газа и снижению эффективности сепарации из-за уменьшения времени пребывания твердых частиц в лопатках завихрителя. С учетом того, что рост гидравлического сопротивления происходит пропорционально квадрату осевой скорости газа, рационально обеспечивать умеренные величины υ (до 25 м/с).

Увеличение оптимальной скорости $\omega_{опт}$ ведет к пропорциональному росту расхода газа и, соответственно, к снижению времени сепарации частиц в лопастных каналах. При этом пропорционально $\omega_{опт}^2$ происходит рост центробежных сил, что способствует улучшению сепарации твердых частиц. Следовательно, увеличение угловой скорости вращения ротора приводит к повышению эффективности очистки газа. Однако при этом возрастают и механические нагрузки на ротор и затраты энергии на привод аппарата (пропорционально $\omega^2$).

Обобщением опытных данных установлены следующие соотношения:

$$\omega_{опт} \approx \upsilon^{1,65}$$

$$\omega_{опт} \approx (m \cdot 10^6)^{0.31}$$

Кроме режимных параметров, на оптимальную скорость вращения $\omega_{опт}$ оказывают влияние также и конструктивные параметры исследуемого аппарата.

На рисунке 3.10, *б* проиллюстрирована зависимость $\omega_{опт}$ от диаметра, вращающегося завихрителя. Увеличение диаметра завихрителя $\breve{D}$, с одной стороны, затрудняет процесс сепарации, но при этом приводит к снижению осевой скорости газа и к увеличению времени пребывания дисперсных частиц в зоне лопастей, в итоге сепарация улучшается.

С увеличением $\breve{D}$ уменьшаются энергозатраты в области завихрителя, которые зависят от осевой скорости газа. Обобщением опытных данных установлено следующее соотношение: $\omega_{опт} \approx \breve{D}^{-0,31}$. Статистическая обработка данных позволила обобщить результаты эксперимента в виде регрессионной модели, дающей возможность оценить влияние конструктивных параметров динамического газопромывателя, а также газа и твердых частиц на оптимальную скорость вращения $\omega_{опт}$.

$$\begin{aligned} \omega_{опт} &= 397.38 \cdot \upsilon^{1.65} (m \cdot 10^6)^{0.31} \breve{D}^{-0.31} \cdot \breve{z}^{1.05} \times \\ &\times \exp\left[-0.018 \cdot 10^6 d_p - (1{,}06 + 0{,}034\upsilon) \cdot \cos\alpha - 2{,}18 \cdot \cos^2\alpha\right] \end{aligned} \qquad (3.2)$$

Таблица 3.1 – Статистическая значимость регрессий

| Рис. | n | $R^2$ | $R_k$ | D | σ | Δ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 3.8 | 17 | 86,70 | 0,9311 | 0,61 | 0,0213$с^{-1}$ | 4,58$с^{-1}$ |
| 3.9 | 14 | 86,63 | 0,9308 | 0,56 | 0,0206$с^{-1}$ | 4,92$с^{-1}$ |
| 3.10, *а* | 23 | 92,65 | 0,9625 | 2,51 | 0,0066$с^{-1}$ | 0,84$с^{-1}$ |
| 3.10, *а* | 15 | 98,36 | 0,9918 | 1,40 | 69.29 $с^{-1}$ | 2,78 $с^{-1}$ |
| 3.10, *б* | 16 | 97,19 | 0,9858 | 1,44 | 74.82 $с^{-1}$ | 2,40 $с^{-1}$ |
| 3.10, *б* | 17 | 85,54 | 0,9249 | 1,04 | 0,306$с^{-1}$ | 0,83$с^{-1}$ |

Полученная зависимость аппроксимирует экспериментальные результаты с точностью ± 1,5%, ее можно использовать для предварительного выбора значений отдельных конструктивных параметров газопромывателя.

## 3.4 Исследование влияния основных факторов на гидравлическое сопротивление

### 3.4.1 Исследование влияния жидкой фазы

Гидравлическое сопротивление с учетом влияния жидкой фазы может быть выражено суммой перепада давлений. Такие перепады будут складываться из сопротивления, возникающего при движении газа в сухом аппарате и напором, который необходимо сообщить газовому потоку, чтобы компенсировать сопротивление на транспорт жидкостного потока, т.е.:

$$\Delta P = \Delta P_{сух} + \Delta P_{ор} \qquad (3.3)$$

или по уравнению Дарси:

$$\Delta P = \Sigma\xi \frac{\rho\upsilon^2}{2}$$

$$\Sigma\xi = \xi_{сух} + \xi_{ор}$$

где $\zeta_{сух}$ – коэффициент сопротивления неорошаемого аппарата;

$\zeta_{ор}$ – коэффициент сопротивления, с учетом изменений, вносимых орошением.

Была сделана попытка теоретического определения зависимости потерь напора неорошаемого аппарата от скорости воздуха по известной методике [87], с определением суммы коэффициентов местного сопротивления конструктивных элементов аппарата. Во внимание были приняты: потери напора на входе при повороте на 90°, потери по длине с учетом движения потока по спирали и потери на выходе из аппарата. Однако, сравнение значений гидравлического сопротивления, полученных вышеуказанным методом, значительно выше экспериментальных значений. Это послужило поводом для более широких исследований гидравлического сопротивления «сухого» аппарата [86]. Установлено, что гидравлическое сопротивление «сухого» аппарата подчиняется квадратичной зависимости от скорости газа. С увеличением коэффициента закрутки, $\xi$ снижается, что связано с уменьшением уровня тангенциальной составляющей скорости газа в завихрителе. При вводе жидкой фазы для некоторого значения *k*, коэффициент гидравлического сопротивления практически не зависит от расхода орошающей жидкости, что объясняется воздействием двух факторов, связанных с подачей орошающей жидкости в динамический газопромыватель. С одной стороны – увеличение ξ связано с ростом потерь напора газового потока на транспорт жидкости; с другой – происходит снижение ξ из-за уменьшения тангенциальной скорости газа за счет тормозящего действия жидкости. Обобщение экспериментальных данных [125] позволило получить уравнения для определения гидравлического сопротивления в виде:

$$\xi_{сух} = \frac{1}{n}\left(\left(\frac{R}{r}\right)^{2n} - 1\right) + \frac{1}{k^2}\cdot\left(\frac{\upsilon_2}{\upsilon_1}\right)^2, \tag{3.4}$$

$$\xi_{ор} = 4\cdot\left(\frac{L}{G}\right)^{0.6}\cdot\sqrt{1+\frac{1}{k^2}}, \tag{3.5}$$

где $R$ – радиус аппарата, м;

$r$ – радиус вихря, м;

$L$, $G$ – объёмные расходы жидкости и газа, м$^3$/ч.;

$\upsilon_1$, $\upsilon_2$ – скорость газа на входе и выходе из аппарата, м/с;

ε – коэффициэнт потери крутки потока;

$k$ – коэффициэнт крутки в завихрителе;

$n$ – показатель вихревого движения.

Полученные выражения для определения гидравлических потерь сухого аппарата и потерь на транспорт жидкой фазы позволяют рассчитать гидравлическое сопротивление в исследуемом диапазоне нагрузок по фазам.

Для инженерных расчетов орошаемого газопромывателя может быть рекомендовано обобщенное выражение (3.6):

$$\xi_{ор} = \frac{1}{n}\left((R/r)^{2n} - 1\right) + \frac{\varepsilon^2}{K^2}\left(1+\frac{\rho_{ж}}{\rho_{Г}}\right)\cdot\left(\frac{\upsilon_{вых}}{\upsilon_{вх}}\right)^2 + 4\cdot\left(\frac{Q}{G}\right)^{0,6}\cdot\sqrt{1+\frac{1}{K^2}} \tag{3.6}$$

Проверка адекватности приведенного выражения показала его корректность (рисунок 3.11). Из рисунка 3.12 видно, что завихритель с углом наклона лопастей α=45° имеет наименьшие энергетические характеристики, однако эффективность газоочистки в аппарате с таким завихрителем снижается на 6…8% по сравнению с аппаратом, где лопасти наклонены на угол α=30°.

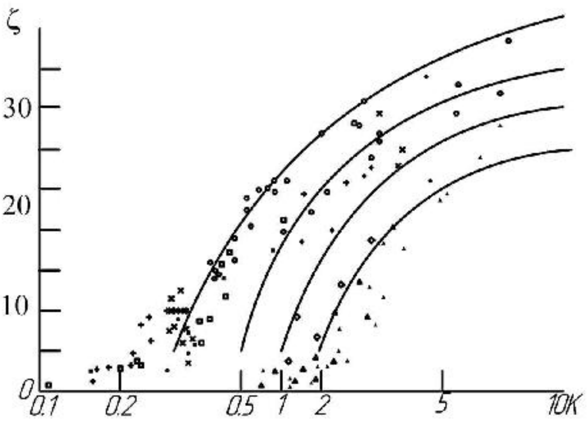



Рисунок 3.11 – Зависимость коэффициента ξ от закрутки потока *K :*
— расчет; ····эксперимент

Это можно объяснить уменьшением закрутки потока, которая характеризуется относительным углом закручивания (90°÷45°), и наименьшими центробежными силами. В связи с этим, с точки зрения повышения эффективности газоочистки, следует предпочесть завихритель с наибольшей величиной закрутки потока. Исследования гидродинамических характеристик газопромывателя показали, что коэффициент гидравлического сопротивления существенно зависит от угла установки лопастей завихрителя α, а также от режима движения газодисперсной среды, определяемого числом Рейнольдса $Re=\rho D\upsilon/\mu$.

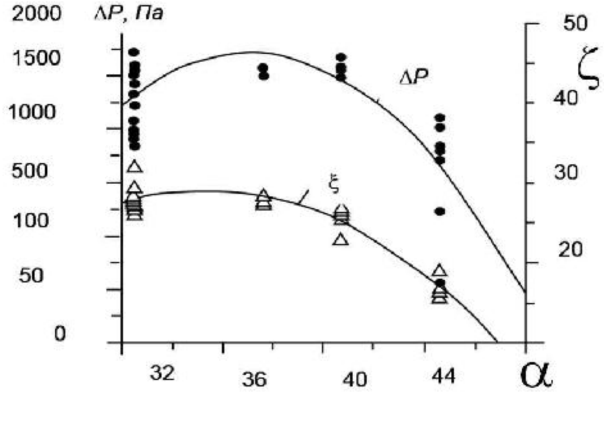



Рисунок 3.12 – Влияние угла α на энергетические характеристики динамического газопромывателя

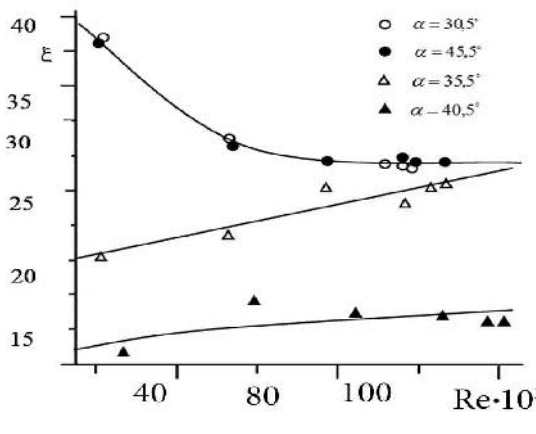



Рисунок 3.13 – Влияние критерия Рейнольдса и угла наклона лопаток завихрителя на коэффициент гидравлического сопротивления

Из рисунка 3.12 видно, что завихритель с углом наклона лопастей α=45° имеет наименьшие энергетические характеристики, однако эффективность газоочистки в аппарате с таким завихрителем снижается на 6…8% по сравнению с аппаратом, где лопасти наклонены на угол α=30°.  3.13, при увеличении критерия Рейнольдса от $8 \cdot 10^4$ наступает автомодельность ξ. Исключением является завихритель с углом наклона лопастей 35,5°, при установке которого продолжается рост гидравлического сопротивления.

### 3.4.2 Исследование влияния вращения ротора

При вращении ротора, исследуемый завихритель предлагается рассчитывать, основываясь на теории центробежных вентиляторов, согласно которой величина теоретического давления, создаваемого вращающимся ротором, в предположении бесконечно большого числа лопаток, определяется по формуле

$$H_{\text{Т}}\infty = \rho u\left(u - \frac{\upsilon_{\text{г}}}{tg\beta_2}\right) \qquad (3.7)$$

где $\upsilon_{\text{г}}$ – радиальная составляющая скорости газа на выходе из ротора, м/с;

β – угол выхода газового потока из ротора. Из треугольника скоростей на выходе из ротора, согласно рисункам 3.12, 3.13

$$\upsilon_{\text{г}} = W_2 \cdot sin\ \beta_2$$

где $W_2$ – относительная скорость газа на выходе, м/с.

Формула теоретического давления запишется как

$$H_{\text{Т}}\infty = \rho u(u - W_2 \cos\beta_2) \qquad (3.8)$$

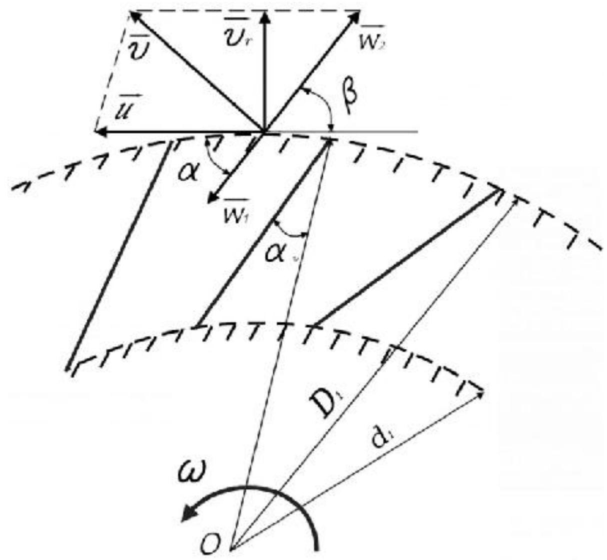



Рисунок 3.14 – Профилирование лопастей завихрителя. Направление вращения: α≥0

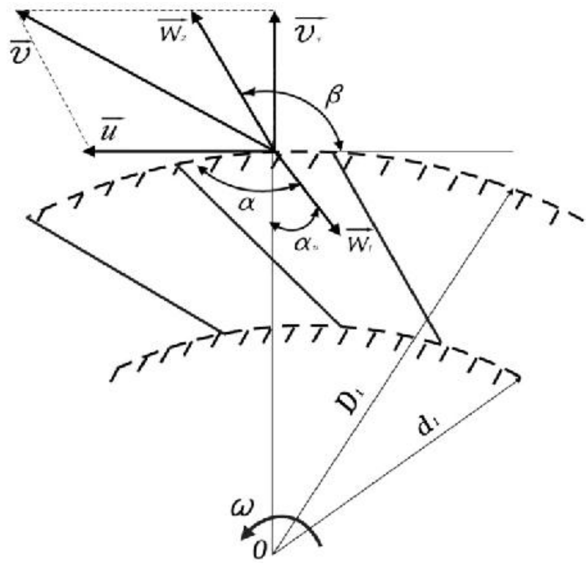



Рисунок 3.15 – Профилирование лопастей завихрителя. Направление вращения: α≤0

Однако, как следует из специальных экспериментальных исследований рабочих колес центробежных вентиляторов [5], теоретическое давление по формуле (3.8) достаточно надежно можно рассчитывать только для колес с большой густотой решетки ($\tau_р$>3). Густота решетки колес центробежных вентиляторов определяется по формуле

$$\alpha_у > 0 \qquad \tau_р = \frac{2 l_1 z}{\pi D_1 + l_1 z \sin \alpha_у}$$

$$\alpha_у = 0 \qquad \tau_p = \frac{l_1 z}{\pi (D_1 + 2 l_1)}$$

и находится, как правило, в пределах $\tau_р$ = 0,8÷2,5 [55]. Поэтому при расчете теоретического давления вводится поправочный коэффициент μ, учитывающий конечное число лопаток. Для колес с углами $\beta_2$ = 20 +170° коэффициент μ можно рассчитывать по формуле [50].

Учитывая соотношения (рисунки 3.14, 3.15) $u=\omega\cdot(D/2)$, $\beta_2=\alpha$, и поправочный коэффициент μ, учитывающий конечное число лопаток:

$$\mu = \frac{1}{1 + \dfrac{1{,}5 + 1{,}1\beta_2 / 90}{z(1 - \bar{d}_1)}} \qquad (3.9)$$

Учитывая (3.9) формула (3.8) примет вид

$$H_{\text{Т}} = \rho u(u - W_2 \cos\beta_2)\frac{1}{1 + \dfrac{1{,}5 + 1{,}1\beta_2 / 90^\circ}{z(1 - \bar{d}_1^{\,2})}}$$

При движении газа во вращающемся роторе от центра к периферии теоретическое давление, создаваемое ротором, вычисляется по формуле

$$H_{\text{Т}} = \frac{\rho u(u - W_2 \cos\beta_2)}{1 + \dfrac{1{,}5 + 1{,}1\beta_2 / 90^\circ}{z(1 - \bar{d}_1^{\,2})}} \qquad (3.10)$$

Газовый поток в завихрителе динамического газопромывателя движется от периферии к его центру. Поэтому газовый поток должен преодолеть кроме гидравлического сопротивления неподвижного ввода, еще и давление (напор), создаваемое вращающимся завихрителем в предположении обратного тока газа через него.  При таком предположении, учитывая следующие соотношения (рисунок 3.15).

$$u = \omega\frac{D_1}{2} \qquad \beta_2 = \alpha$$

для расчета третьего слагаемого (3.3) можно использовать формулу (3.10) в следующем виде:

$$\Delta\rho_{\omega>0} = \frac{0{,}5\rho\omega D_1(0{,}5\omega D_1 - W_1\cos\alpha)}{1 + \dfrac{1{,}5 + 1{,}1\alpha / 90^\circ}{z(1 - d_1^{\,2})}} \qquad (3.11)$$

Учитывая (3.11) и (3.3), величина гидравлического сопротивления динамического газопромывателя рассчитывается по полуэмпирической формуле: $\Delta P = \Delta P_{\text{сух}} + \Delta P_{\text{ор}} + \Delta\rho_{\omega>0}$

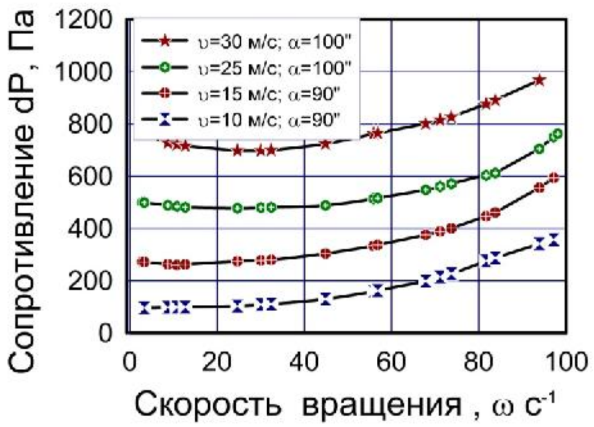



Рисунок 3.16 – Зависимость гидравлического сопротивления от скорости и направления вращения завихрителя

Расхождение расчетных и экспериментальных значений гидравлического сопротивления ротора не превышает 10%, что приемлемо для технических расчетов.

## 3.5 Выбор оптимального положения оросителя для подачи жидкости в аппарат

Распыление («дробление») жидкостей широко распространено в современной технике. Оно применяется, например, в химической промышленности для экстракции твердых веществ из жидкости, при сушке, при взаимодействии между жидкостью и газом, а также в других технологических процессах (охлаждение газа распыленной из форсунок жидкостью в ряде аппаратов) [50]. Настолько распространенное применение распыления обусловлено тем, что во всех этих процессах уменьшение размера капель значительно увеличивает коэффициент теплопередачи и, таким образом, снижает время протекания процесса. Это позволяет значительно уменьшить габариты аппаратов, обеспечивает большую равномерность распределения жидкости и улучшает ее взаимодействие с реагирующей средой.

Результаты экспериментальных исследований показали, что струи жидкости, диспергирующие из отверстия оросителя в газовую среду, пульсируют [55, 56, 63]. В определенный момент пульсации жидкости усиливаются вдоль струи и приводят к распаду ее на капли. На характер пульсаций оказывают влияние форма сопла, из которого диспергирует жидкость, величина первоначальной турбулентности и относительная скорость жидкости, физические свойства жидкости и газа.  С уменьшением размеров капель их устойчивость к внешним воздействиям возрастает, при этом снижается "дробящее" действие на них турбулентного потока, но и подвижность мелких капель увеличивается, и они начинают участвовать в движении крупномасштабных пульсаций. Образуется неустойчивая мелкодисперсная эмульсия, существующая в метастабильном состоянии, зависящем от условий течения. Капли, попавшие в пристенную зону газопромывателя, характеризуемую более слабыми крупномасштабными пульсациями, но высокими градиентами усредненной скорости потока, будут подвержены разрывающему действию сдвига в соседних слоях потока и могут дробиться на еше более мелкие капли. Процесс дробления капель в ядре потока и в пристенных слоях приводит к образованию широкого спектра размеров их, отличающихся иногда на один-два порядка [196].

В случае высоковязкой дисперсной фазы значительную роль играет продолжительность нахождения капель в поле касательных напряжений, хотя сам факт увеличения вязкости отнюдь не означает, что это увеличение является стабилизирующим фактором. В этом случае время, необходимое для деформации и дробления капель, может быть весьма значительным.

При оптимальном положении оросителя будет обеспечиваться лучшее дробление жидкости и перекрытие факелом распыла орошающей жидкости всего сечения аппарата [108].

Рассмотрим движение капель жидкости в закрученном газовом потоке при оптимальном положении оросителя $\Theta_0$. Для упрощения решения задачи примем следующие допущения: будем считать, что капля имеет форму шара и является абсолютно твердым телом. На самом деле форма капли не является строго сферической и в процессе движения в ней возникают деформация, обусловленная силой сопротивления газа и противодействие этой деформации, вызванное силой поверхностного натяжения жидкости [128, 134].

Движение сферической капли жидкости в потоке газа описывается дифференциальными уравнениями (2.17):

Обозначим через

$$W_x = \dot{\upsilon}_x i + \dot{\upsilon}_y i = \frac{VD_0}{\nu_r} = \frac{\upsilon_x D_0}{\nu_r} i + \frac{\upsilon_y D_0}{\nu_r} i$$

$$\dot{W}_\varphi = \dot{W}_x i + \dot{W}_y i = \frac{WD_0}{\nu_r} = \frac{W_x D_0}{\nu_r} i + \frac{W_y D_0}{\nu_r} i \qquad (3.12)$$

$$W_r = \dot{U}_x i + \dot{U}_y i = \frac{UD_o}{\nu_r} = \frac{U_x D_o}{\nu_r} i + \frac{U_y D_o}{\nu_r} i$$

Разложим уравнение (3.12) на компоненты по осям *x* и *y*

$$\frac{\rho_l D_0}{\rho_r \nu_r^2} \cdot \frac{d\upsilon_x}{dt} = -\frac{3}{4}\left(\frac{D_0}{\nu_r}\right)^2 \psi_c |U| U_x \qquad (3.13)$$

$$\frac{\rho_ж D_0}{\rho_r \nu_r^2} \cdot \frac{d\upsilon_y}{dt} = -\frac{3}{4}\left(\frac{D_0}{\nu_r}\right)^2 \psi_c |U| U_y + \frac{\rho_ж D_0^3}{\rho_r \nu_r^2} \cdot g \qquad (3.14)$$

Преобразуем левые части уравнений (3.13) и (3.14) для чего умножим и разделим производную в первом уравнении на *dx*, во втором на *dy*, тогда:

$$\frac{\rho_ж D_0^3}{\rho_r \nu_r^2} \cdot \upsilon_x \cdot \frac{d\upsilon_x}{dx} = -\frac{3}{4} \cdot \frac{D_0^2}{\nu_r^2} \psi_c |U| U_x \qquad (3.15)$$

$$\frac{\rho_ж D_0^3}{\rho_r \nu_r^2} \cdot \upsilon_y \cdot \frac{d\upsilon_y}{dx} = -\frac{3}{4} \frac{D_0^2}{\nu_r^2} \psi_c |U| U_y + \frac{\rho_ж D_0^3}{\rho_r \nu_r^2} \cdot g \qquad (3.16)$$

Обозначим через

$$T = \frac{\rho_r \nu_r t}{\rho_ж D_0^2};\ X = \frac{\rho_r x}{\rho_ж D_0};\ Y = \frac{\rho_r y}{\rho_ж D_0};$$

$$P = \frac{\rho_l D_0^3}{\rho_r \nu_r^2} g;\ \psi = \frac{3}{4} \psi_c |U|$$

и принимая во внимание ранее принятые обозначения, из уравнений (3.15) и (3.16) получим безразмерные уравнения:

$$\frac{d\dot{\upsilon}_x}{dT} = -\psi \dot{U}_x \qquad \frac{d\dot{\upsilon}_y}{dT} = -\psi \dot{U}_y + P \qquad (3.17)$$

$$\dot{U}_x \frac{d\dot{\upsilon}_x}{dx} = -\psi \dot{U}_x \qquad \dot{U}_y \frac{d\dot{\upsilon}_y}{dy} = -\psi \dot{U}_y + P \qquad (3.18)$$

С помощью полученных уравнений можно определить скорость капли в любой момент времени и рассчитать траекторию ее движения в газовом потоке, движущемся с переменной скоростью, если эти уравнения представить в конечных разностях.

Так, из (3.17) имеем:

$$\Delta \dot{U}_y = \Delta \dot{U}_x \left(\frac{\dot{U}_y}{\dot{U}_x} - \frac{P}{\Psi \dot{U}_x}\right), \tag{3.19}$$

а из (3.18) соответственно

$$\Delta X = -\frac{\dot{\upsilon}_x \Delta \dot{\upsilon}_x}{\Psi \dot{\upsilon}_x}, \qquad \Delta Y = -\frac{\dot{\upsilon}_y \Delta \dot{\upsilon}_y}{\Psi \dot{\upsilon}_y - P} \tag{3.20}$$

Анализ безразмерных уравнений (3.17, 3.18) показывает, что сравниваемые движения капель в геометрически подобных оросителях будут подобны, если

$$\frac{\rho_r l}{\rho_l D_0} = idem, \tag{3.21}$$

$$\frac{UD_o}{\nu_r} = idem, \tag{3.22}$$

$$\frac{\rho_l D_0^3}{\rho_r \nu_r^2} \cdot g = idem, \tag{3.23}$$

$$\frac{\dot{U}_x}{\dot{U}_y} = idem, \tag{3.24}$$

здесь *l* – длина оросительной трубы.

В этом случае траектории движения объемов жидкости будут также подобны [120].

Время движения капли подчиняется условию:

$$T = \frac{\rho_r \nu_r t_l}{\rho_l D_0^2} \tag{3.25}$$

Применяя полученные выражения рассматриваемому движению струи орошающей жидкости в оросителе и пренебрегая весом струи, получим в первом приближении:

$$\frac{\rho_r d_x}{\rho_l D_0} = idem, \tag{3.26}$$

$$\frac{Ud_l}{\nu_r} = idem, \tag{3.27}$$

$$\frac{\dot{U}_x}{\dot{U}_y} = \frac{\omega_{opt}}{\upsilon_l} = idem, \tag{3.28}$$

где $d_х$ – диаметр конического рассекателя в области обреза оросителя, м;

$d_l$ – диаметр отверстия оросителя, м;

$\omega_{опт}$ – скорость газа в области орошения, м/с;

$\upsilon_l$ – проекция скорости орошающей жидкости на перпендикуляр к направлению движения газа

В данном случае мы принимаем, что вся орошающая жидкость полностью преобразовалась в плоские радиальные струи.

При этом выполнение условий подобия (3.26 – 3.28) для сравниваемых струй орошающей жидкости является необходимым, но недостаточным. Эти условия не учитывают подачу жидкости в устройство в виде плоских радиальных струй, обеспечиваемую коническим рассекателем.

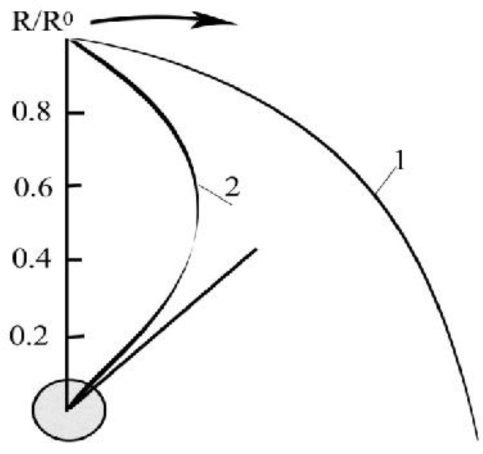


Рисунок 3.17 – Путь капли на поверхности конического рассекателя

На рисунке 3.17 изображен путь частиц поверхности конуса в полярных координатах $R_1$ и Θ. Стрелкой показано направление вращения ядра потока. Кривая 1 представляет собой границу конуса, кривая 2 изображает действительный путь частицы жидкости, поступающей по касательной на окружность конуса и вытекающей в его вершине. При распаде капли действуют следующие силы:

$$\rho_l u^2 D_0^2; \sigma D_0; \mu_l u D_0; \rho_r u^2 D_0^2$$

Условие распада капли под действием газового потока может быть представлено в виде двух следующих критериев:

$$\frac{\sigma}{\rho_l u^2 D_0} = idem \qquad (3.29)$$

и

$$\frac{\mu_l}{\rho_r u D_0} = idem \qquad (3.30)$$

Распространяя полученные зависимости на случай распада сплошных струй жидкости под действием газового потока в первом приближении получим:

$$\frac{\sigma}{\rho_l u^2 d_l} = idem \qquad (3.31)$$

и

$$\frac{\mu_l}{\rho_r u d_l} = idem \qquad (3.32)$$

Используя полученные зависимости (3.31) и (3.32), можно сказать, что сравниваемые движения струй орошающей жидкости, выходящих из оросителя в геометрически подобных аппаратах с осевым подводом орошающей жидкости будут подобны, если

$$\frac{\rho_r d_x}{\rho_l d_l} = idem \qquad (3.33)$$

$$\frac{U d_l}{\nu_l} = idem \qquad (3.34)$$

$$\frac{\omega_{onm}}{\nu_l} = idem \qquad (3.35)$$

$$\frac{\sigma}{\rho_l \omega_{onm}^2 d_l} = idem \qquad (3.36)$$

$$\frac{\mu_l}{\rho_l \omega_{onm} d_l} = idem \qquad (3.37)$$

Анализ этих критериев показывает, что они являются связанными величинами, т.к. при обеспечении наилучшего дробления жидкости и полного перекрытия сечения аппарата факелом орошения, изменение одного из них влечет за собой непременно изменение и других.

### 3.5.1 Расчет критерия оптимального положение оросителя

Предположим, что определяющим критерием обеспечения $\Theta_0$ будет какой-то другой критерий, объединяющий все или почти все здесь полученные критерии. Так, произведение четырех из них, а именно (3.31), (3.32), (3.36) и (3.37) дает не что иное, как отношение чисел Рейнольдсa газового потока в области распыла орошающей жидкости и струи орошающей жидкости, при выходе из отверстия оросителя, умноженное на безразмерную величину, равную

$$\sqrt{1+(\nu_l/\omega_{onm})^2},$$

т.е.

$$\frac{d_x\omega_{onm}}{\nu_r}\cdot\frac{\mu_l}{\rho_l\nu_l d_l}\cdot\sqrt{1+(\nu_l/\omega_{onm})^2}=idem \qquad (3.38)$$

Для разработанной конструкции оросителя для подачи орошающей жидкости:

$$\sqrt{1+(\nu_l/\omega_{onm})^2}=f_1(m_1),$$

поэтому выражение (3.38) может быть представлено в виде

$$\frac{\mathrm{Re}_r}{\mathrm{Re}_l}f_1(m_1)=idem \qquad (3.39)$$

Здесь $m_1$ – величина удельного орошения, равная отношению расхода жидкости к объемному расходу газа, взятому при условии на входе в газопромыватель, л/м$^3$.

Обозначив отношение чисел $Re_г$ и $Re_l$ через $\breve{m}$, т.е.

$$\breve{m}=\frac{\mathrm{Re}_r}{\mathrm{Re}_l}=\frac{\omega_{onm}d_x\nu_l}{\nu_l d_l\nu_r} \qquad (3.40)$$

выражение (3.39) можно записать в виде

$$\breve{m}=f_2\left(\frac{1}{m_1}\right) \qquad (3.41)$$

где

$$f_2\left(\frac{1}{m_1}\right)=\frac{idem}{f_1(m_1)}$$

Для выбранной конструкции оросителя для подачи орошающей жидкости и при использовании какой-либо одной жидкости с $\sigma$=*const* критерий (3.36) примет следующий вид:

$$\frac{G_0}{\omega_{опт}^2} = idem, \tag{3.42}$$

где $G_0 = -\frac{\sigma}{\rho_l d_l}$

Умножив и разделив выражение (3.42) на $\nu_l^2$, получим

$$\frac{G_0}{\nu_l^2} \cdot \left(\frac{\nu_l}{\omega_{опт}}\right)^2 = idem \tag{3.43}$$

Анализ полученного выражения (3.43) показывает, что т.к. отношение $\nu_l / \omega_{опт} \approx m_1$ (согласно определению), а $\nu_l \approx m_1$ при $\omega_{опт} \approx const$, то критерий (3.36) при указанных выше условиях будет также пропорционален удельному орошению.

Исследование критериев (3.35) и (3.41) показывает, что поскольку в качестве орошающей жидкости обычно используется вода, то первый из них является более общим и поэтому есть все основания полагать, что в первом приближении он ($\acute{m}$) будет являться определяющим при нахождении оптимального положения ввода жидкости через ороситель, отвечающего лучшему дроблению орошающей жидкости и более равномерному распределению ее по сечению аппарата при заданных значениях $m_1$ и $\omega_2$.

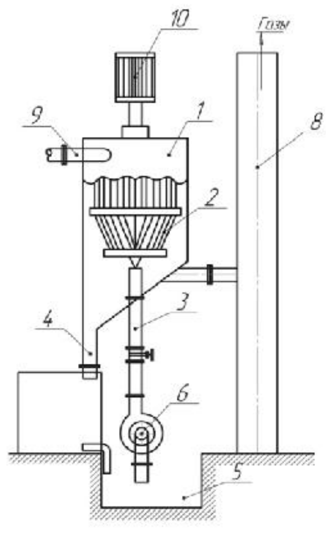


Рисунок 3.18 – Схема к определению положения оросителя

Определив экспериментальным путем зависимость критерия оптимального положения патрубка подачи орошающей жидкости ($\acute{m}$) от удельного орошения, можно будет с помощью этой зависимости находить оптимальное место ввода жидкости и при других, отличных от опытных, параметрах газового и жидкостного потоков. Так, для рассматриваемого в работе конического рассекателя (рисунок 3.18) имеем:

$$d_x = d_2(1+2\Theta_0 tg\frac{\alpha_1}{2}) \tag{3.44}$$

и

$$\omega_{опт} = \frac{4Q_1}{\pi d_2^2(1+2\Theta_0 tg\frac{\alpha_1}{2})^2} \tag{3.45}$$

где $Q_1$ – секундный расход газа при параметрах на входе в аппарат;

$\alpha_1$ – угол раскрытия конуса конического рассекателя.

Подставляя полученные зависимости $d_х$ и $\omega_{опт}$ в формулу (3.40) и решая относительно $\Theta_0$, получим

$$\Theta_0 = \frac{L_x}{d_г} = \frac{1}{2tg\frac{\alpha_1}{2}}(\frac{Q_1\nu_{ж}d_l}{Q_{ж}\nu_г \breve{m} d_г \sin\varphi} - 1) \tag{3.46}$$

где $\varphi$ – угол между направлением истечения жидкости из оросителя и направлением движения газового потока;

$Q_1$ – секундный расход жидкости из оросителя.

В том случае, когда $Q_1$ выражается через $\omega_2$, а $Q_ж$ через $\nu_ж$, формула (3.46) примет следующий вид:

$$\Theta_0 = \frac{1}{2tg\frac{\alpha_1}{2}}(\frac{\omega_2 d_2\ \nu_{ж}\gamma_2}{\nu_l d_l \nu_г \gamma_1 \breve{m}} - 1) \tag{3.47}$$

где $\gamma_1$ и $\gamma_2$ – удельный вес газа при температуре и давлении на входе и выходе из аппарата, соответственно, кг/м$^3$.

Оптимальное положение оросителя $\Theta_1$ можно также определить либо из выражения (3.48)

$$\Theta_1 = \frac{L_0}{d_1} = \frac{L_1 - \psi d_2}{d_1} \tag{3.48}$$

либо из выражения (3.49)

$$\Theta_1 = \frac{1}{2tg\frac{\alpha_1}{2}}\left(1 - \frac{Q_1\nu_l d_l}{Q_l \nu_r \breve{m} d_1 \sin\varphi}\right) \tag{3.49}$$

где $L_1$ – общая длина оросительного патрубка, м;

$d_1$ – диаметр оросителя, м;

$L_0$ – расстояние от конического рассекателя до оросительного патрубка, м;

$\psi$ – отношение величины $L_0$ к $d_1$

Исследование экспериментальных данных [31–33] о характере отклонения различных по диаметру и скорости истечения струй воды под действием газового потока, движущегося с различной скоростью, показывает, что выведенные выше формулы и критериальные зависимости для нахождения оптимального положения оросителя $\Theta_0$ для подачи жидкости могут быть распространены лишь для ограниченной по размеру зоны орошения. Определение максимальной зоны орошения, обслуживаемой осевым оросителем, в настоящий момент возможно только экспериментальным путем. Для рассматриваемого газопромывателя получено оптимальное значение критерия $\Theta_1$, который находится в диапазоне $\Theta_1$=(0,06÷0,10).

## ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 3

1. В результате лабораторных испытаний газопромывателя определены режимы работы, при которых его эффективность во много раз превышает эффективность используемых в настоящее время аппаратов. Рассмотрена одна из задач гидродинамики, заключающаяся в целенаправленной интенсификации или подавлении турбулентности среды, движущейся в поле центробежных сил, что достигается с помощью вращающегося лопастного завихрителя. Основой управления турбулентностью среды является формирование области интенсивной закрутки, где ключевым параметром выступает угловая скорость вращения завихрителя $\omega_{опт}$. Выявлены оптимальные гидродинамические условия центробежной сепарации, которые предложено оценивать величиной оптимальной скорости вращения завихрителя, при которой отсутствует вторичный унос пыли. Установлено, что целесообразно обеспечивать умеренные значения $\upsilon$ (до 30 м/с) и $\omega_{опт}$ (до 100 $с^{-1}$).

2. Обобщением опытных данных получены выражения для определения гидравлических потерь сухого аппарата, потерь на транспорт жидкой фазы и потерь при принудительной закрутке потока, которые позволяют рассчитать гидравлическое сопротивление в исследуемом диапазоне нагрузок по фазам. При вращении ротора, исследуемый завихритель предлагается рассчитывать, основываясь на теории центробежных вентиляторов. На основе принятых допущений получены выражения для расчета гидравлического сопротивления газопромывателя.

3. Получены следующие рекомендации для проектирования: максимальная эффективность сепарации обеспечивается при установке лопаток на угол $\alpha = 10 \div 30°$ и отрицательном направлении вращения, т.е. $\dot{\alpha} = 100 + 110°$; увеличение числа лопаток целесообразно в том случае, когда необходимо увеличение давления газа на выходе из аппарата и не относится к рациональному методу повышения эффективности очистки газа.

4. При подаче воды в центральный ороситель, место ее ввода оказывает существенное влияние на степень распыла воды, распределение ее по сечению аппарата, создание плоского факела орошения и эффективность улавливания пыли. Установлен и экспериментально подтвержден критерий, определяющий оптимальное положение оросителя $\Theta_1$=(0,06÷0,10), при котором для заданных $\acute{m}$ и $\omega_2$ в аппарате обеспечивается наилучшее дробление воды, более равномерное распределение ее по сечению аппарата и наиболее высокая эффективность пылеулавливания.

5. Характер представленных экспериментальных зависимостей повторяет характер расчётных зависимостей. Это обстоятельство подтверждает корректность использования законов гидродинамики для математического описания процессов, происходящих при работе газопромывателя. Отклонение расчетных значений от экспериментальных данных не превышает 10 %.

# ГЛАВА 4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И РАСЧЕТ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОСАЖДЕНИЯ ДИСПЕРСНЫХ ЧАСТИЦ В РОТОКЛОНЕ

Сравнительный анализ основных известных газоочистных аппаратов ударно-инерционного действия показывает, что большинство конструкций работает в узком диапазоне изменения скорости газа в контактном канале и применяется в промышленности преимущественно для очистки газов от крупнодисперсных примесей в системах вспомогательного оборудования для газоочистки. Для известных аппаратов характерна чувствительность к изменению уровня жидкости и газовой нагрузки на контактный канал, даже незначительное отклонение этих параметров от оптимального значения приводит к колебаниям уровня жидкости в каналах, неустойчевому режиму работы и понижению эффективности пылеулавливания. Вследствие низких скоростей газа в контактных каналах подобные устройства, как правило, имеют большие габариты [73, 77]. Указанные недостатки, а также малоизученность процессов, протекающих в таких аппаратах, несовершенство существующих методов их расчета, затрудняют разработку новых конструктивно-схемных решений ударных пылеуловителей и их широкое внедрение в производство. Этим обусловлена необходимость более детального теоретического и экспериментального исследования газопромывателей ударно-инерционного действия с целью использования наиболее эффективных и экономичных схем компоновки системы очистки промышленных газов.

## 4.1 Описание экспериментальной установки и методики проведения эксперимента

Ротоклон представляет собой резервуар с водой, на поверхность которой по патрубку ввода запыленного газа поступает газодисперсная смесь. Над поверхностью воды газ разворачивается, а содержащаяся в газе пыль по инерции проникают в жидкость. Поворот лопаток импеллера производится вручную, относительно друг друга на резьбовом соединении посредством маховиков.

Угол наклона лопаток устанавливался в интервале от 25° до 45° к оси. В ротоклоне установлены три пары лопастей синусоидального профиля, выполненные с возможностью регулирования их положения. В зависимости от запыленности пылегазового потока нижние лопасти с помощью маховиков устанавливаются на угол, определяемый режимом работы устройства. Ротоклон характеризуется наличием трех щелевых каналов, образуемых верхними и нижними лопастями, причем в каждом последующем по ходу газа канале нижняя лопасть устанавливается выше предыдущей. Такое расположение способствует постепенному входу газожидкостного потока в щелевые каналы и снижает тем самым гидравлическое сопротивление устройства. Расположение входной части лопастей на оси с возможностью их поворота позволяет создавать активную зону диффузии. Последовательно расположенные щелевые каналы создают в диффузионной зоне, образованной углом поворота лопастей, гидродинамическую зону интенсивного смачивания частиц пыли. По мере перемещения потока через жидкостную завесу, обеспечивается возможность многократного пребывания частиц пыли в гидродинамически активной зоне, что значительно повышает эффективность пылеулавливания и обеспечивает работу устройства в широких диапазонах запыленности газового потока.

Разработана и защищена патентом Российской Федерации конструкция ротоклона с регулируемыми синусоидальными лопастями, способного решить задачу эффективной сепарации пыли из газового потока [7]. При этом подвод воды к зонам контакта осуществляется в результате ее циркуляции внутри самого аппарата.

Ротоклон с регулируемыми синусоидальными лопастями, (рис. 4.1) содержит корпус 3 с патрубками для входа 7 и выхода 5 газа, в котором установлены пары лопастей синусоидального профиля. Перемещение верхних лопастей 2 осуществляется с помощью винтовых подъемников 6, нижние лопасти 1 закреплены на оси 8 с возможностью их поворота. Угол поворота нижних лопастей выбирается из условия постоянства скоростей пылегазового потока. Для регулирования угла поворота выходной части нижних лопастей 1 предусмотрены маховики. Количество пар лопастей определяется производительностью устройства и запыленностью пылегазового потока, то есть режимом устойчивой работы устройства. В нижней части корпуса имеется патрубок для слива шламовой воды 9. Перед патрубком для выхода газа 5 установлен лабиринтный каплеуловитель 4. Ротоклон работает следующим образом. В зависимости от запыленности пылегазового потока верхние лопасти 5 посредством винтовых подъемников 6, а нижние лопасти 1 с помощью маховиков устанавливаются на угол, определяемый режимом работы устройства. Запыленный газ поступает во входной патрубок 7 в верхней части корпуса 3 аппарата.

Ударяясь о поверхность жидкости, он меняет свое направление и проходит в щелевой канал, образованный верхними 2 и нижними 1 лопастями. Благодаря высокой скорости движения, очищаемый газ захватывает верхний слой жидкости и дробит его в мельчайшие капли и пену с высокоразвитой поверхностью. После последовательного прохождения всех щелевых каналов газ проходит через лабиринтный каплеуловитель 4 и через выходной патрубок 5 удаляется в атмосферу.

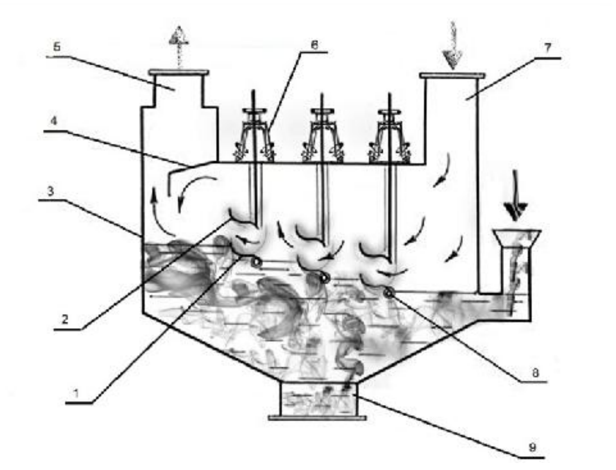



Рисунок 4.1 – Общий вид ротоклона:
1 – нижние лопасти; 2 – верхние лопасти;
2 – корпус; 4 – лабиринтный каплеуловитель; 7, 5 – патрубки входа и выхода газа; 6 – винтовые подъемники;
8 – ось; 9 – патрубок слива шлама

Уловленная пыль оседает в бункере ротоклона и через патрубок для слива шламовой воды 9, вместе с жидкостью, периодически выводится из аппарата.

Особенности аппарата, связанные с возможностью профилирования лопаток и регулировки положения импеллеров, не позволяют корректно использовать имеющиеся решения по гидродинамике газодисперсных потоков для разработанной конструкции. В связи с этим, для обоснованного описания процессов, происходящих в ротоклоне, возникла необходимость проведения экспериментальных исследований. Эксперименты проводились на лабораторной установке «ротоклон» (рисунок 4.2).

Исследуемый ротоклон имел 3 щелевых канала, скорость газа в которых составляла до 15 м/с. При этой скорости ротоклон имел гидравлическое сопротивление 800 Па. Работая в таком режиме, он обеспечивал эффективность улавливания пыли с входной концентрацией 0,5 г/нм$^3$ и плотностью 600 кг/м$^3$ на уровне 96,3 % [254].

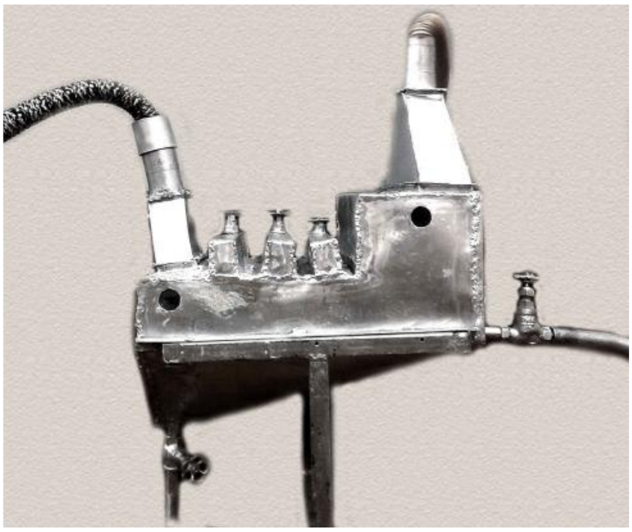


Рисунок 4.2 – Экспериментальная установка "Ротоклон"

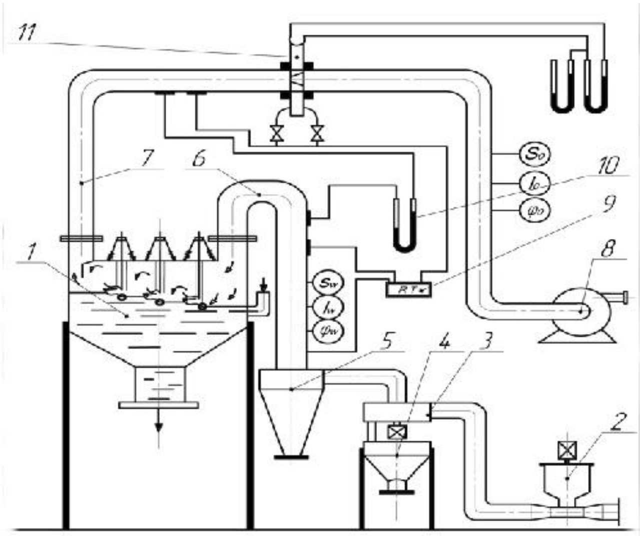



Рисунок 4.3 – Схема экспериментальной установки: 1 – ротоклон; 2 – дозатор пыли; 3 – классификатор; 4 – сборник крупной пыли; 5 – циклон; 6,7 – газопровод; 8 – вентилятор типа ВВД; 9 – потенциометр; 10 – дифманометр; 11 – диафрагма

Запыленность воздушного потока моделировалась с помощью порошка талька, белой сажи и мела. Корпус аппарата заполнялся водой на уровень $h_ж$=0,175м.

На выбор подходящей системы питания оказывала влияние способность частиц к слипанию и истиранию. Перед подачей частиц в аппарат их необходимо отделить от газа. Если «тонкая» фракция не должна теряться, то в качестве сепаратора, необходимо применить матерчатый фильтр [104]. Для высокой концентрации твердой фазы, особенно для мелких частиц, необходима противоточная очистка фильтра. Противоточные фильтры создают неустранимые полностью пульсации давления [105]. Так как более крупная фракция частиц меньшего размера может оставаться в материи фильтра, то размеры частиц в циркуляционном контуре могут отличаться от исходных размеров твердой фазы, подаваемой в установку. Эта задача может быть решена путем нормирования подачи дозатором [101]. Для поддержания давления при подаче крупных частиц наиболее оптимальным является конический бункер (рисунок 4.4). Использование поворотных заслонок ограничивается избыточным давлением до 1 атм и может вызвать много осложнений. Обычно необходимо использовать поворотную заслонку с пластичными концами лопаток [67]. Во избежание значительного истирания частиц она должна быть также снабжена торцевыми крышками [68]. При подаче мелкого порошка не исключается даже полное истирание поворотных заслонок. Пульсация давления от шиберов незначительна благодаря высокой частоте потоков нагнетаемых частиц и может быть легко устранена.

Газопылевую смесь получали путем введения пыли в газоход с помощью шнекового дозатора (рисунок 4.4).

Дозатор с изменяющейся производительностью позволяет получить заданную концентрацию пыли на входе в аппарат. Запыленность пылегазовой смеси определялась прямым методом [69]. На прямых участках трубопровода до и после аппарата производился отбор проб пылегазовой смеси.

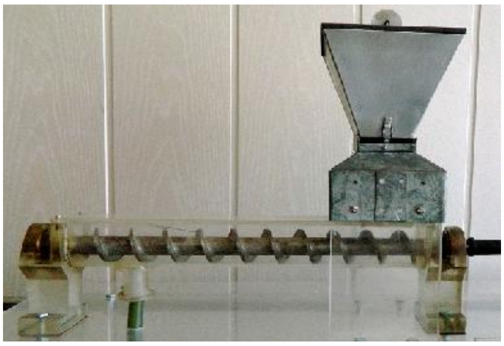


Рисунок 4.4 – Шнековый дозатор пыли

После установления соответствующего режима работы аппарата, пробы газа отбирались с помощью заборных трубок. Для выполнения условия изокинетичности отбора проб посредством пневмометрической трубки была предварительно замерена скорость движения потока в газоходе. Сущность метода базируется на обеспечении равных скоростей потока в русле пробозаборной трубки и в газовом тракте. Внешняя фильтрация осуществлялась протягиванием газовой смеси через оттарированный электроаспиратор – 11, со скоростью, фиксируемой – ротаметром электроаспиратора ЭА–55, одновременно по секундомеру замерялось время отбора проб. Каждый фильтр АФА-10 был взвешен до и после замеров с помощью аналитических весов. Для каждого режима работы аппарата проводилось 8 замеров с различным временем отбора проб. Эффективность очистки воздуха определяли по разности весов фильтра $\Delta G_2$ –после очистки и $\Delta G_1$ –до очистки, в мг: $\eta=(\Delta G_1 - G_2)/ G_1$

Расход воздуха $Q$ (в м$^3$/с) определялся с учетом скорости воздушного потока υ, м/с через поперечное сечение воздуховода $S$, м$^2$ по формуле: $Q=\upsilon \cdot S$, где скорость воздушного потока, измерялась с помощью U-образных манометров по динамическому давлению.

Отбор проб производился с учетом адгезии частиц на внутренней поверхности устройств отбора. Погрешность, вызываемая адгезией, проявляется двояким образом:

1)общее содержание частиц может быть заниженным;

2) мелкие частицы более легко слипаются со стенками, чем крупные. Таким образом, в измеряемом диапазоне будет осуществляться тенденция к завышению части крупных частиц. Погрешность, вызванная адгезией, наиболее значительна для небольших расходных концентраций частиц в пробах, что объясняется скоростью стабилизации толщины и состава отложжений, которая зависит от условия течения в пробоотборнике. Таким образом, при одинаковой скорости отбора поток плотной взвеси станет независимым от влияния адгезии раньше, чем ноток разреженной взвеси. Однако во всех-случаях этот источник погрешности можно полностью исключить, производя сравнение последовательно взятых проб. Исследуемые пробы с пометкой времени отбора направлялись в отдельный фильтрующий блок с короткой подводящей трубой. Этот блок включался в контур, только когда это требовалось.

Полное улавливание пыли, содержащейся в отобранной пробе пылегазовой смеси, производилось путем внешней фильтрации просасыванием смеси с помощью оттарированного электроаспиратора ЭА–55 через специальные аналитические фильтры АФА–10, которые вставлялись в фильтрующие патроны. Время отбора фиксировалось по секундомеру, а скорость – ротаметром электроаспиратора ЭА–55. Расход воды определяется потерями ее на испарение и с удаляемым шламом. Слив воды производится небольшими порциями из бункера, снабженного пневматическим затвором. Небольшое снижение уровня быстро компенсируется доливом через патрубок ввода жидкости. При периодическом сливе сгустившегося шлама расход воды определяется консистенцией шлама и составляет в среднем до 10 г/м$^3$ воздуха, а при постоянном сливе расход не превышает 100÷200 г/м$^3$ воздуха. Заполнение ротоклона водой регулировалось с помощью датчика уровня. Поддержание постоянного уровня воды имеет существенное значение, так как его колебания влекут за собой заметное изменение как эффективности, так и производительности устройства. Отбор проб по методу внешней фильтрации [69] проиллюстрирован на рисунке 4.5.

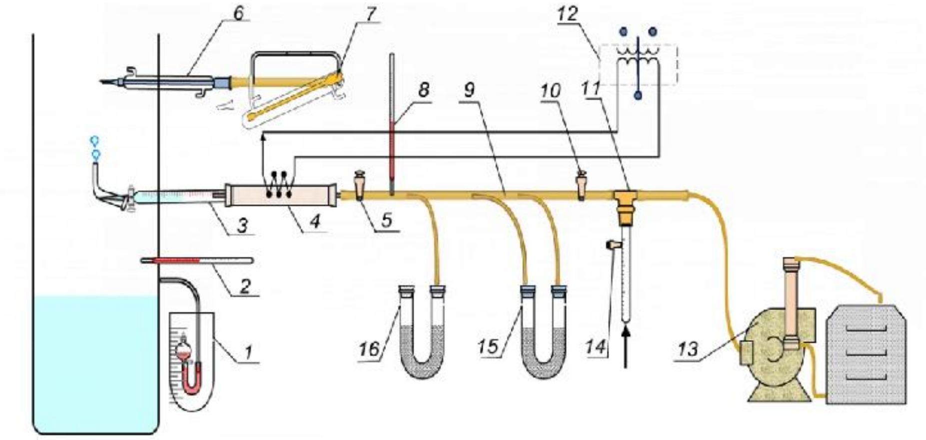



Рисунок 4.5 – Экспериментальное определение концентрации пыли:
1 – манометр; 2, 8 – термометры; 3 – заборная трубка; 4 – электрообогрев; 5, 10 – зажимы;
2,8 – термометры; 7 – ртутный манометр; 9 – резиновая трубка; 11 – тройник;
12 – трансформатор; 13 – воздуходувка; 14 – стеклянная диафрагма (реометр);
15, 16 – дифференциальные манометры

Запыленный газ отбирался из газохода посредством заборной трубки 3 и пропускался через фильтр АФА–10, фиксированный в патроне 4. Из патрона чистый газ направлялся в реометр 9, соединенный с дифференциальным манометром 15, откуда далее поступал в воздуходувку 13. Температура и разряжение газа замерялись непосредственно перед реометром посредством термометра 8 и ртутного манометра 16, а температура и давление газа в газоходе соответственно термометром 2 и манометром 1. Тройник 11 на линии от реометра до воздуходувки, снабженный зажимом 14, служит для изменения подсоса воздуха в воздуходувку, что позволяет регулировать скорость отбора проб из газохода. Зажим 5, устанавливленный на участке от патрона до реометра, служит для изменения разрежения в реометре. Заборная трубка 3 и патрон 4 оснащены электрообогревом благодаря подключению к трансформатору 12. Скорость газового потока замеряется пневмометрической трубкой 6, соединенной с микромонометром 7. Введение пыли в газоход осуществлялась с помощью шнекового дозатора с изменяющейся производительностью, что позволило получить заданную концентрацию пыли на входе в аппарат.

## 4.2 Экспериментальные исследования эффективности улавливания различной пыли

В ротоклоне происходит процесс взаимодействия газовой, жидкой и твердой фаз. В результате чего твердые частицы, содержащиеся в газе, переходят в жидкость. Протекающие при этом гидродинамические процессы можно распределить на четыре последовательно проходящие стадии: на входе в лопатки импеллера происходит захват жидкости газовым потоком; интенсивное дробление жидкости газовым потоком с образованием жидкостной завесы; коагуляция дисперсных частиц каплями жидкости; сепарация капель жидкости от газа в лабиринтном каплеуловителе.

При наблюдении через смотровое окно и видеосъемке, можно установить истинную картину течения газа в аппарате. Поток газа, двигаясь по траектории наименьшего пути, стремится пройти сквозь жидкость. Стоящие последовательно лопатки импеллера при данных условиях ограничивают распространение воздушной струи, заставляя ее резко изменить свое направление, что способствует процессу сепарации. Благоприятные условия очистки газа от пыли будут достигнуты только в случае эффективного захвата жидкости газовым потоком, в противном случае не будет обеспечено результативного взаимодействия фаз в контактных каналах. Следовательно, захват жидкости газовым потоком при последовательном прохождении лопаток импеллера является одним из важнейших этапов гидродинамического процесса в ротоклоне.

Количественную оценку эффективности ударно-инерционного осаждения удобно проводить с помощью показателя, характеризующего величину удельного орошения газа в контактных каналах $m = L_ж/L_г$, м$^3$/м$^3$, и определяемого как соотношение расходов жидкой и газовой фаз. Очевидно, что удельное орошение *m*, в первую очередь, определяется скоростью газа на входе в контактные каналы. Другой значимымый параметр определяется уровнем жидкости на входе в лопатки импеллера, оказывающим влияние на скорость газового потока:

$$\frac{\vartheta_г}{S_г} = \frac{\vartheta_г}{bh_k - bh_{ж}} - \frac{\vartheta_г}{b(h_k - h_{ж})} \tag{4.1}$$

где $S_г$ – сечение контактного канала;

$b$ – ширина контактного канала;

$h_к$ – высота контактного канала;

$h_{ж}$ – уровень жидкости.

Следовательно, для установления механизма захвата жидкости газовым потоком необходимо экспериментальным путем определить следующую зависимость:

$$m = f(\vartheta_г \cdot h_{ж}) \tag{4.2}$$

Экспериментально установлено, что размер капель жидкости влияет на эффективность пылеулавливания, при этом, с уменьшением размера капель эффективность пылеочистки повышается. Расчет среднего диаметра капель, формирующихся при прохождении через лопатоки импеллера, проводится по эмпирической зависимости [157]:

$$d = \frac{467 \cdot 10^3 \sqrt{\sigma}}{\vartheta_o} + 17{,}869 \cdot \left(\frac{\mu_{ж}}{\sqrt{\rho_{ж}\sigma}}\right)^{0,68} \frac{L_{ж}}{L_г} \tag{4.3}$$

где $\upsilon_0$ – относительная скорость газа в импеллерах, м/с;

$\sigma$ – поверхностное натяжение капельной жидкости, Н/м;

$\rho_{ж}$ – плотность капельной жидкости, кг/м$^3$;

$\mu_{ж}$ – вязкость капельной жидкости, Па/с;

$L_{ж}$ – объемный расход жидкой фазы, м$^3$/с;

$L_г$ – объемный расход газовой фазы, м$^3$/с.

Зависимость (4.3) совместно с физическими характеристиками фаз позволяет учесть также и влияние режимных параметров пылеочистки.

На рисунке 4.6 представлены результаты расчета среднего размера капель жидкости, формирующихся при прохождении через лопатки импеллеров, при температуре воды 20°С и ее физических свойствах: $\rho_{ж}$= 998 кг/м$^3$; $\mu_{ж}$= 1,002·10$^{-3}$ Н·С/м$^2$; $\zeta$=72,86 ·10$^{-3}$Н/м.

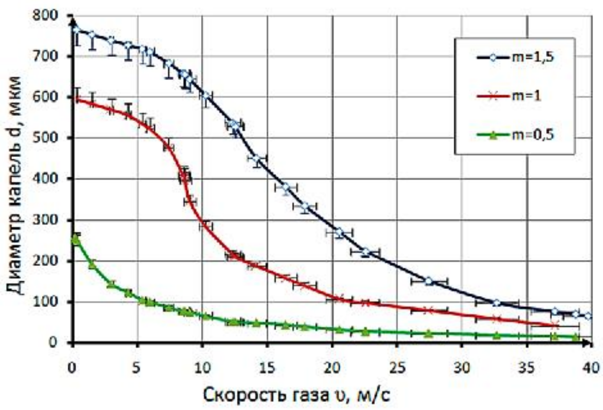



Рисунок 4.6 – Зависимость размера капель от скорости газа и удельного орошения

Дробление жидкости газовым потоком в контактных каналах ротоклона происходит благодаря высокой относительной скорости между жидкостью и газовым потоком. Анализ зависимости (4.3) показывает, что наиболее важными режимными параметрами, влияющими на диаметр капель в контактных каналах ротоклона, являются скорость газа $\upsilon_0$ и величина удельного орошения *m*. Этими параметрами определяется гидродинамическая структура формирующегося газожидкостного потока.

Механизм ударно-инерционного осаждения частиц пыли заключается в обтекании капель жидкости запыленным газом, при этом частицы пыли, обладающие инерцией, движутся поперек изогнутых линий тока, достигают поверхности жидкости и оседают на ней.

Эффективность осаждения $\eta_и$ выражается функцией от безразмерного критерия:

$$\eta_и = f\left(\frac{m_ч}{\xi_c} \cdot \frac{\vartheta_ч}{d_0}\right) \tag{4.4}$$

где $m_ч$ – масса частицы;

$\upsilon_ч$ – скорость частицы;

$\zeta$ – коэффициент сопротивления движению частицы;

$d_0$ – миделево сечение капли.

Для частиц в форме шара, при движении которых соблюдается закон Стокса, критерий запишется в виде:

$$\frac{m_ч \vartheta_ч}{\xi_с d_0} = \frac{1}{18} \cdot \frac{d_г^2 \vartheta_ч \rho_ч C_к}{\mu_г d_0} \qquad (4.5)$$

где комплекс $d_ч^2 \vartheta_ч \rho_ч C_к / (18\mu_г d_0)$ выражается параметром (числом) Стокса

$$\eta_и = f(Stk) = f\left(\frac{d_ч^2 \vartheta_ч \rho_ч C_к}{18\mu_г d_0}\right) \qquad (4.6)$$

Следовательно, эффективность улавливания частиц в ротоклоне по предложенной модели зависит как от характеристик улавливаемых частиц (размера и плотности), так и от режимных параметров, среди которых наиболее важной является скорость газодисперсного потока при прохождении лопаток импеллера, таким образом, инерционная модель раскрывает физический смысл процессов, протекающих в контактных каналах ротоклона. На ее основе был разработан метод расчета эффективности очистки в газопромывателях с внутренней циркуляцией жидкости, который базируется на выражении (4.6), а для выполнения расчета необходима информация о дисперсном составе пыли, плотности частиц, вязкости газа, скорости газа в контактных каналах и удельном расходе орошающей жидкости.

Расчет проводится в следующем порядке:

• по формуле (4.3) находят средний диаметр капель $D_0$ в контактных каналах при различных режимах процесса;

• по формуле (4.5) определяют для каждой фракций пыли инерционный параметр Стокса;

• по формуле (4.6) рассчитывают фракционную эффективность η для каждой отдельной фракции пыли;

Рассмотренная инерционная модель достоверно характеризует физические процессы, протекающие в контактных каналах ротоклона. Из анализа полученных результатов можно отметить, что на начальном этапе работы ротоклона для всех исследованных пылей были получены высокие эффективности пылеулавливания (93,4% для сажи и 99,7% для талька). Различие в значениях общей эффективности улавливания для разных типов пыли объясняется их различным фракционным составом на входе в аппарат, различной формой частиц, а также их динамической смачиваемостью и плотностью. Как следует из представленного на рисунке 4.7 графика, зависимость общей эффективности пылеулавливания от инерционного параметра Стокса хорошо согласуется с расчетными данными, что подтверждает приемлемость принятых допущений. Высокие значения общей эффективности сепарации подтверждают правильный выбор конструктивных и эксплуатационных характеристик изучаемого аппарата и свидетельствуют о его пригодности в технике мокрого пылеулавливания.

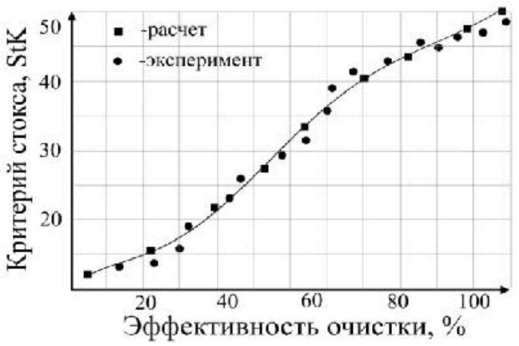



Рисунок 4.7 – Зависимость эффективности сепарации от значения StK

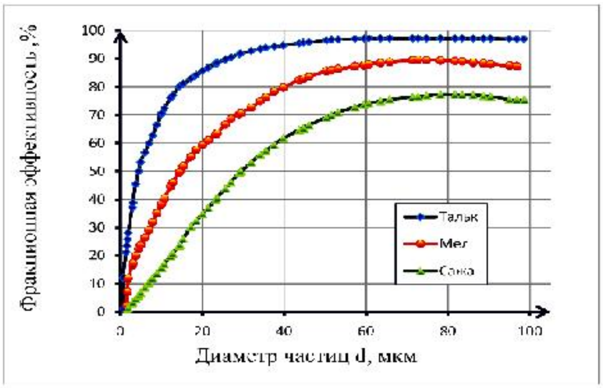



Рисунок 4.8 – Фракционная эффективность сепарации различных видов пыли

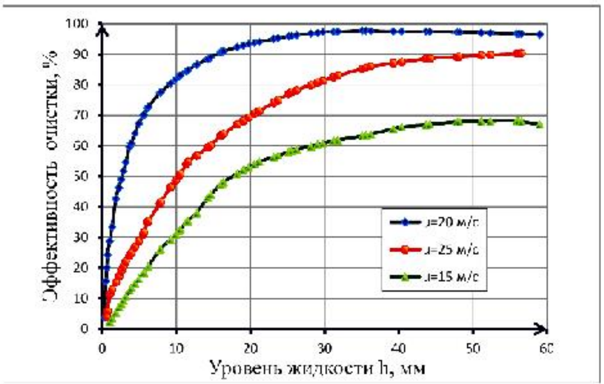



Рисунок 4.9 – Эффективность сепарации в зависимости от уровня орошающей жидкости

На рисунке 4.8 представлены результаты исследования эффективности очистки для трех видов пылей, характеризуемых различной смачивающей способностью. Получена высокая эффективность сепарации частиц тонких фракций, так например, для частиц дисперсностью до 5 мкм, эффективность сепарации превышает 70%. Даже несмачиваемая пыль (сажа) улавливается с эффективностью более 75%. Наибольшая эффективность пылеулавливания наблюдается при скорости газа в диапазоне от 20 до 23 м/с (рисунок 4.9).

Для исследуемого ротоклона также характерно снижение фракционной эффективности очистки мелкодисперсных частиц, но не настолько резкое, как для других пылеуловителей такого типа.

Важным итогом проведенных исследований явилось определение граничных концентраций суспензии различных пылей, после превышения которых общая эффективность пылеулавливания снижается. Значение величины граничной концентрации, как известно, необходимо для определения максимальной степени рециркуляции орошающей жидкости. Проведенные исследования дают основания сделать выводы о том, что в установках ударно-инерционного типа, где инерционный механизм является основным при выделении частиц пыли из газа, общая эффективность пылеулавливания существенно падает, когда концентрация суспензии отвечает такой концентрации, при которой она теряет свойства ньютоновской жидкости. Как следует из графиков (рисунки 4.10, 4.11), вместе с ростом концентрации суспензии выше граничного значения, общая эффективность пылеулавливания снижается, а основной вклад в это явление вносят мелкие частицы с размером менее 5 мкм. Можно заметить, что в случае выделения пыли талька рост концентрации суспензии от 36% до 45% вызывает понижение общей эффективности пылеулавливания от 98% до 90% при одновременном снижении фракционной эффективности выделения частиц, меньших 5 мкм от η = 93% до η = 52%.

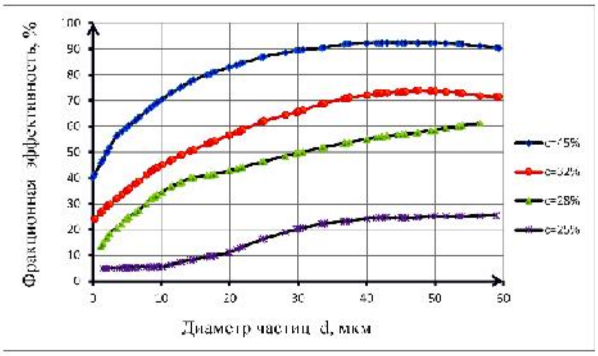



Рисунок 4.10 – Зависимость фракционной эффективности от диаметра частиц ТМП и их концентрации в жидкости

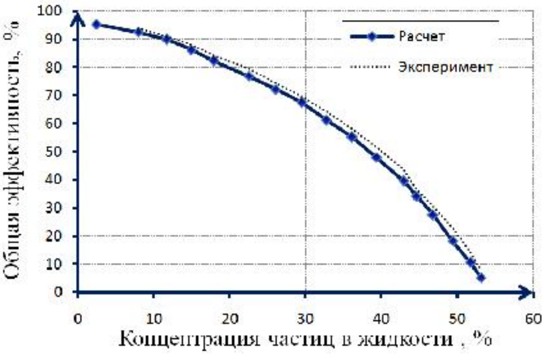



Рисунок 4.11 – Зависимость общей эффективности концентрации в жидкости частиц ТМП

Можно отметить, что в начальной фазе работы ротоклона при незначительной концентрации суспензии для всех исследованных пылей получена высокая эффективность пылеулавливания (от 83,2% до 99,8% для сажи и порошка талька соответственно). Отличие в величине общей эффективности для различных типов пыли объясняется их различным фракционным составом на входе в аппарат, а также отличием их формы, динамической смачиваемости и плотности.

Аналогично для белой сажи: рост концентрации от 7% до 20% вызывает падение фракционной эффективности от η = 65% до η = 20%, (рисунки 4.12, 4.13), для мела: рост концентрации от 18% до 30% вызывает ее снижение от η= 80% до η=50%. Наиболее заметно снижение фракционной эффективности пылеулавливания можно отметить для трудно смачиваемой пыли – белой сажи (около 50%).

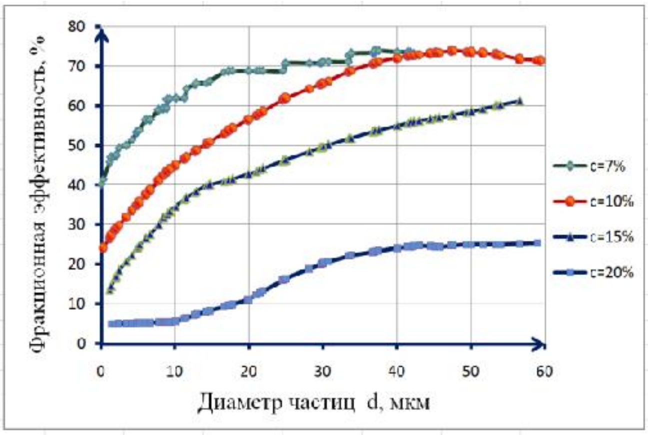



Рисунок 4.12 – Зависимость фракционной эффективности от диаметра частиц белой сажи и их концентрации в жидкости

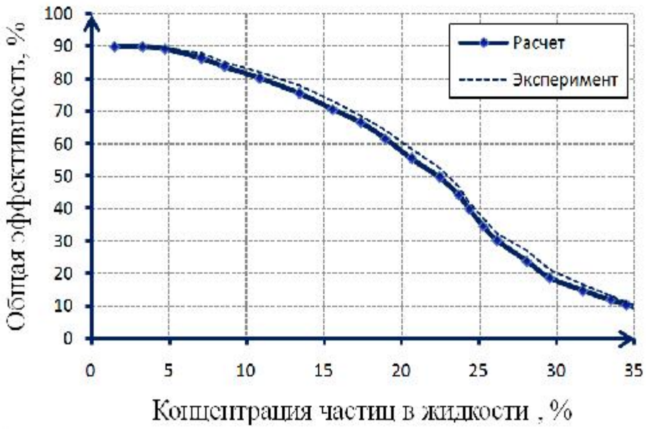



Рисунок 4.13 – Зависимость общей эффективности концентрации в жидкости частиц белой сажи

Таким образом, на основании вышеизложенного анализа можно утверждать, что снижение общей эффективности пылеулавливания при превышении граничной концентрации суспензии связано с уменьшающейся способностью системы задерживать мелкие частицы. Особенно это касается плохо смачиваемых частиц. Это совпадает с гипотезой об обновлении межфазной поверхности. Обновление межфазной поверхности связано также с трудностями движения осевших частиц пыли вглубь жидкости, т.е. с вязкостью среды. Анализ общей эффективности пылеулавливания, особенно порошка талькомагнезита и белой сажи указывает, что до момента достижения граничной концентрации эффективность удерживается на постоянном уровне.

## 4.3 Математическое моделирование движения дисперсных частиц в лопатках импеллера

Согласно литературным источникам [66,72], известные конструкции аппаратов с внутренней рециркуляцией жидкости имеют значительные габариты, вследствие низкой скорости газа в контактных каналах, и могут работать лишь в небольшом диапазоне изменения фазовых нагрузок. Эти проблемы совместно с недостаточной изученностью процессов, протекающих в аппаратах, отсутствием достоверных методов их расчета, затрудняют разработку новых конструкций газопромывателей данного типа и широкое их внедрение в промышленность.

Количественная оценка эффективности процесса осаждения на поверхности жидкости может быть выполнена на основе рассмотрения физической модели взаимодействия встречных струй. С некоторыми допущениями, физическую модель взаимодействия встречных струй можно представить, как конкретную задачу о натекании струи газового потока на поверхность жидкости. Используя метод конформных отображений можно получить зависимость, связывающую координаты точек на поверхности осаждения со скоростями.

Основными задачами, которые ставились при разработке новой конструкции ротоклона с внутренней циркуляцией жидкости, были следующие:

• создать аппарат для очистки газов с широким диапазоном изменения режимных параметров, в частности, для очистки воздуха от мелкодисперсной пыли;

• получить дифференциальное уравнение движения частиц, для определения их траекторий в зоне натекания газового потока на поверхность жидкости, а также рассчитать предельные размеры частиц, осаждаемых на поверхность жидкости.

**Постановка задачи гидродинамики аэродисперсных систем**

Исследование процесса газодинамики аэрозоля или движения одиночной частицы начинается с формализации задачи, т.е. с записи ее в математическом виде – в виде системы уравнений.

В некоторых сложных случаях эта стадия исследования является самостоятельной задачей [102].

Методически стадия постановки задачи состоит из следующих этапов:

1. Выбор физической модели процесса. На этом этапе принимается различного рода идеализация, схематизация и т.д., например, вместо реального газа принимается какая-либо из классических моделей: модель идеальной жидкости (газа) или модель вязкой жидкости. В рамках заданной модели можно дополнительно ввести предположение о внешних воздействиях.

2. Выбор системы отсчета, в которой описывается движение и состояние изучаемой среды. Например, система Эйлера, когда система координат неподвижна, а среда движется относительно нее, или система Лагранжа, когда система координат связана с движущейся "частицей, а движение изучается относительно этой частицы.

3. Запись универсальных уравнений термодинамики, механики, электродинамики и т. п. Уравнения могут быть в дифференциальной или интегральной форме.

4. Дополнительные уравнения, характеризующие условия однозначности, в которых заданы:

• область, занятая средой, и интервал времени;

• условия в бесконечности;

• особые точки внутри среды;

• начальные условия;

• граничные условия.

5. Введение допущений, связанных с уменьшением числа независимых переменных, например,

• движение, установившееся – исключается время $t$;

• движение плоскопараллельное – исключается одна координата, система координат выбирается так, чтобы скорости частиц были параллельны плоскости $x – y$;

• движение потенциальное, а жидкость несжимаема. Это упрощение дает возможность свести задачу к отысканию всего лишь одной неизвестной.

6. Введение допущений, связанных с линеаризацией уравнений. Как правило, основные уравнения движения, энергии и т.д. – нелинейные, так как искомые функции входят в основные уравнения и в уравнения граничных условий в общем случае нелинейно.

Линеаризация уравнений не только упрощает сами уравнения и их решение, но и приводит к тому, что можно использовать принцип суперпозиции решений. Этот принцип заключается в том, что сумма нескольких частных решений является общим решением уравнения, тогда как для системы нелинейных уравнений сумма частных решений не является общим решением.

Получить аналитическое решение уравнений газодинамики аэрозолей весьма трудно в связи с существенным усложнением как самих дифференциальных уравнений движения и энергии, так и уравнений граничных и начальных условий. Это приводит к необходимости вводить упрощения, заменять точные, но сложные связи между величинами приближенными, но более простыми. В основе таких упрощений лежат переход от обычных переменных к обобщенным и установление правил или условий моделирования.

Метод масштабных преобразований используют в тех случаях, когда известны все основные уравнения процессов. Этот метод позволяет достичь тождественности безразмерных форм уравнений. При этом выявляются обобщенные переменные или критерии подобия. Метод анализа размерности применяют в тех случаях, когда рассматриваемые процессы не имеют математического описания, а известны лишь соотношения, характеризующие процессы в самых общих чертах.

## 4.4 Вывод уравнения движения частиц в ротоклоне

Характер взаимодействия газового потока с поверхностью орошающей жидкости в ударно-инерционных аппаратах представлен на рисунке 4.14.

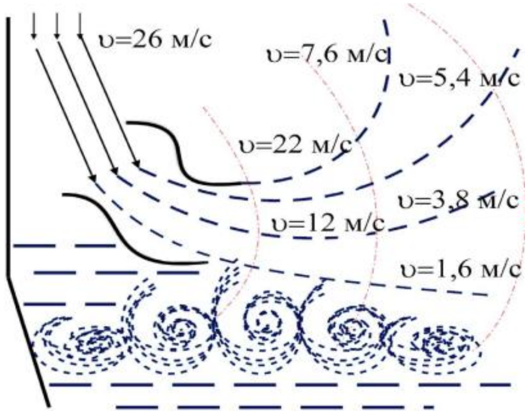


Рисунок 4.14 – Линии тока через лопатки импеллера

При натекании газового потока формируется впадина (воронка) на поверхности жидкости, глубина которой зависит от давления, создаваемого газовым потоком. В диапазоне скорости газа от 5 до 10 м/с, глубина образовавшейся впадины будет незначительна. Волно образование на поверхности жидкости имеет слабовыраженный характер и на определенном расстоянии от оси потока начинает затухать.

При увеличении скорости газового потока до 10 м/с, возникает частичный срыв капельной жидкости с образованием "обратных" струй газового потока. При дальнейшем повышении скорости газа интенсивность каплеобразования усиливается.

В основном каплеобразование происходит с боковой поверхности впадины. Размер генерируемых с поверхности жидкости капель составляет от 300 до 600 мкм [82].

Глубина впадины, образующейся при натекании потока на поверхность жидкости, определяется из выражения [80]:

$$\frac{h}{d} = n\sqrt{A_r} \tag{4.7}$$

где $h$ – расстояние от лопаток импеллера до уровня жидкости в аппарате, мм;

$d$ – диаметр входного патрубка, мм;

$n$ – безразмерный коэффициент;

$A_r$ – критерий Архимеда, определяемый по формуле:

$$A_r = \frac{\rho V_г^{\,2}}{gd\rho_l} \tag{4.8}$$

где $V_г$ – скорость газа на входе в импеллер, м/с.

Диаметр впадины определяется по формуле [84]:

$$\frac{D_\upsilon}{d} = 1 + 0{,}67\left(\frac{h}{d}\right)^{0,85} \tag{4.9}$$

Скорость "обратной" струи

$$Vo = Vg \cdot \frac{d^2}{D_\upsilon^{\,2} - d^2} \qquad (4.10)$$

Если струя конечной ширины "а" натекает на поток бесконечной ширины, то течение описывается уравнением:

$$\frac{dW}{d\xi} = \frac{8\alpha\xi}{\pi(\xi+1)(\xi-1)^3} \qquad (4.11)$$

$\xi = dW/dZ$ – комплексная скорость течения;

$W = f + i\Psi$ – комплексный потенциал;

Z=x+íy – комплексная координата течения.

После разделения переменных и интегрирования уравнение (4.11) принимает вид:

$$W = \frac{\alpha}{\pi}\left[\ln\frac{\xi+1}{\xi-1} - 2\frac{\xi}{(\xi-1)^2}\right] \qquad (4.12)$$

С помощью уравнения (4.11) и подстановки

$$\frac{dZ}{d\xi} = \frac{dZ}{dW}\cdot\frac{dW}{d\xi} = \frac{1}{\xi}\cdot\frac{dW}{d\xi} \qquad (4.13)$$

определяется взаимосвязь между ζ и Z

$$\frac{dZ}{d\xi} = \frac{8a}{\pi(\xi+1)(\xi-1)^2} \qquad (4.14)$$

или

$$Z = \frac{a}{\pi}\left[\ln\frac{\xi-1}{\xi+1} + 2\frac{\xi-2}{(\xi-1)^2} + 4\right] \qquad (4.15)$$

Постоянная интегрирования в уравнении (4.15) выбрана таким образом, что в критической точке 0 комплексная скорость течения ζ=0. Уравнения (4.12) и (4.15) определяют функцию тока ψ, потенциал скорости *f* и описывают поле скоростей в зоне взаимодействия струи газового потока с поверхностью жидкости.

После преобразований и приведения к безразмерному виду можно получить зависимости, связывающие:

$$Z' = \frac{\pi \cdot Z}{a} = x + iy = \frac{\pi \cdot x}{a} + i\,\frac{\pi \mp \cdot y}{a}$$

с $$W' = \frac{\pi W}{a}$$ и $\zeta$:

$$Z = -\left[W + \frac{4}{(\xi - 1)^2} - 4\right] \qquad (4.16)$$

где $Z'$ – безразмерная комплексная координата;

$W'$ – безразмерный комплексный потенциал.

Обобщенное уравнение движения частиц в газовом потоке имеет вид:

$$m_r \frac{d\vec{V}_r}{\tau} = \vec{F} \qquad (4.17)$$

где $m_г$ – масса частиц;

$\overline{V_r}$ – векторы скорости;

$\overline{F_r}$ – векторы результирующих сил, действующих на частицу.

Для частиц d ≤ 70 мкм, для которых применим закон Стокса, уравнение (4.17) записывается как:

$$\frac{\pi d_r^{\,3}}{6} p_r \frac{d\vec{V}_r}{d\tau} = \frac{\pi d_r^{\,3}}{6} p_r \vec{g} - 3\pi\mu d_r (\vec{V} - \vec{V}_r) \qquad (4.18)$$

Уравнение (4.18) можно привести к безразмерному виду, вводя обозначения:

$$V_{r0} = \frac{V_r}{V_\infty};\; V_0 = V_0 = \frac{\vec{V}}{V_\infty};\; \tau_0 = \tau \frac{V_\infty}{a}$$

получим

$$\frac{d\vec{V}_{r0}}{d\tau_0} = \frac{\vec{g}}{g} F_r - \frac{1}{St}(\vec{V}_0 - \vec{V}_{r0}) \qquad (4.19)$$

где $F_r = \dfrac{ga}{V_\infty^{\,2}}$ – критерий Фруда;

$St = \dfrac{d_r^{\,2} p_r V_\infty}{18\mu a}$ – критерий Стокса.

используя соотношения:

$$V_{r0x} = \frac{dX}{d\tau_0}; V_{r0y} = \frac{dY}{d\tau_0} = \frac{d^2X}{d\tau_0^{\,2}}; \frac{dV_{r0y}}{d\tau_0} = \frac{d^2Y}{d\tau_0^{\,2}}$$

получим систему дифференциальных уравнений в координатах *x* и *y*:

$$\frac{d^2x}{d\tau_0^{\ 2}} = -F_r - \frac{1}{St}(V_{0x} - \frac{dx}{d\tau_0})$$
$$\frac{d^2y}{d\tau_0^{\ 2}} = -\frac{1}{St}(V_{0y} - \frac{dy}{d\tau_0}) \qquad (4.20)$$

Расчёты по уравнениям (4.18-4.20) позволяют определить размеры осаждаемых частиц и построить их критические траектории в области натекания газового потока на поверхность жидкости.

Полученные зависимости относятся к случаю, когда фактически отсутствует зазор между выходными кромками лопаток импеллера и поверхностью жидкости. При этих условиях, одновременно с осаждением дисперсных частиц, происходит интенсивная генерация жидкости с её поверхности, после чего жидкость сепарируется из газового потока посредством каплеотбойников.

Таким образом, представлена физическая модель взаимодействия встречных струй, которую можно рассмотреть, как конкретную задачу о натекании струи газодисперсного потока на поверхность жидкости. Установлена зависимость, связывающая координаты точек на поверхности сепарации со скоростью газодисперсного потока, расчёты по которой позволяют определить размеры осаждаемых частиц и построить их критические траектории.

## 4.5 Аэродинамическое профилирование лопаток импеллера

Основным недостатком аппаратов с внутренней циркуляцией жидкости является зависимость эффективность газоочистки от энергозатрат на продвижение запыленного газа через поверхность улавливающей жидкости [61, 71-73]. Значительные энергозатраты на очистку газа ставят задачу поиска новых оригинальных конструктивно-схемных решений. Остро стоит задача создания таких пылеуловителей, в которых правильная организация взаимодействия движущихся фаз внутри аппарата способствовало бы уменьшению эксплуатационных расходов без ущерба для эффективности очистки. Актуальными направлением гидродинамики становится создание такой аэрогидродинамической обстановки в пылеуловителях, которая позволяет существенно повысить эффективность процессов и при этом снизить гидравлическое сопротивление. Это важное направление в экспериментальных и численных исследованиях, позволяющее установить физический механизм вихревой интенсификации с целью оптимизации процессов, происходящих в пылеулавливающих установках.

**Моделирование движения и сепарации газа**

Для снижения гидравлического сопротивления целесообразно применять аэродинамически рациональное профилирование лопаток импеллера. Придание лопаткам импеллера синусоидального профиля позволяет устранить отрыв потока на кромках. При этом с большей постоянной скоростью осуществляется обтекание входного участка лопаток импеллера, и увеличивается число рикошетов от их профилированной части. В результате чего можно прогнозировать незначительное увеличение эффективности очистки газа. Схема расчета профилированных лопаток изображена на рисунке 4.15.

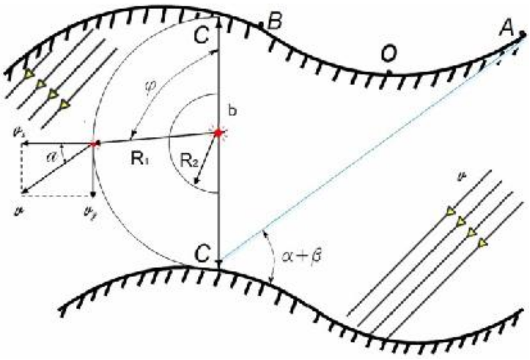



Рисунок 4.15 – Расчетная схема

Поток запыленного газа можно схематизировать в виде плоского потока несжимаемой жидкости, поступающего в лопатки со скоростью *υ*, под углом $\alpha + \beta$. При развороте у кромок лопаток, поток теряет частицы пыли, рикошетирующие от лопаток и захватываемые промывной жидкостью.

Очищенный газ срывается с кромок лопаток и образует в каналах между ними отрывные зоны с устойчивым давлением. Если границы отрывных зон смоделировать как области разрыва касательных скоростей в идеальной (невязкой) жидкости, то можно использовать для расчета течения известные методы теории струй.

Соответственно, на границах отрывных областей давление $p_c$ и скорость $\upsilon_c$ постоянны и связаны с давлением $p_x$ и скоростью $\upsilon_x$ в набегающем потоке посредством интеграла Бернулли:

$$p_c/p_r + 0{,}5\upsilon_c^2 = p_1/p_2 + 0{,}5\upsilon_1^2 = p*/p_{\Gamma} \qquad (4.21)$$

$p*$ – давление замедленного потока, ориентировочно равное давлению $p_0$ газа до входа в импеллеры. Если пренебречь трением и перемешиванием, поток газа можно представить как струю шириной *b*, проходящую со скоростью $\upsilon_2$ под углом *α>0*. Параметры потока в сечениях *С-А* и *С-С* описываются уравнением неразрывности: $\upsilon_1 S \sin\alpha_1 = \upsilon_2 b$,

интегралом Бернулли (4.21) и уравнением количества движения в проекциях на направлении лопаток:

$$-\upsilon_1\rho_Г Q_K \cos(\alpha_1+\beta)+\rho_1 F_K \sin\beta = \upsilon_2\rho_Г Q_K \cos(\alpha_2-\beta)+\rho_2 F_K \sin\beta, \qquad (4.22)$$

где $Q_k$ – объемный расход газа, проходящего через импеллер;

$F_k$ – площадь поверхности одной лопатки.

С учетом (4.22), получим:

$$\upsilon_2/\upsilon_1 = (1/\sin\beta)\left[\sin\alpha_1 cos(\alpha_2-\beta)+\sqrt{\sin^2\alpha_1 cos^2(\alpha_2-\beta)+\sin\beta\cdot\sin(2\alpha_1+\beta)}\right] \qquad (4.23)$$

Результаты расчетов представлены на (рис. 4.19), где значение угла $\alpha_1$ определено в зависимости от конструктивных параметров лопаток (α,β,*b*).

Ширину струи *b* после ее поворота между лопатками импеллера определяют из соотношения:

$$l/b = (\upsilon_2/\upsilon_1)\sin\alpha_1 = \sin\beta\sin\alpha_1/\sin\alpha_1 + \sin(\alpha_1+\beta) \qquad (4.24)$$

Уравнение (4.24) позволяет определить угол входа струи $\alpha_1$ в зависимости от конструктивных параметров лопаток. Зная параметры профиля лопаток α и β, можно определить $\alpha_1$ (рисунок 4.16), и затем, по графику (рисунок 4.17) рассчитать относительную скорость потока $\upsilon_2/\upsilon_1$. Распределение скоростей по сечению потока, необходимо знать для расчета траектории движения частиц.

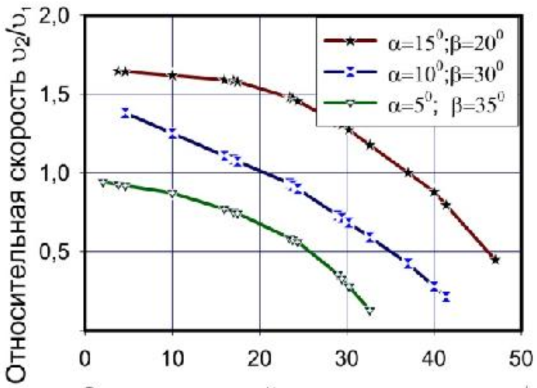



Рисунок 4.16 – Влияние угла α'

на скорость $\upsilon_2/\upsilon_1$ при различных α и β

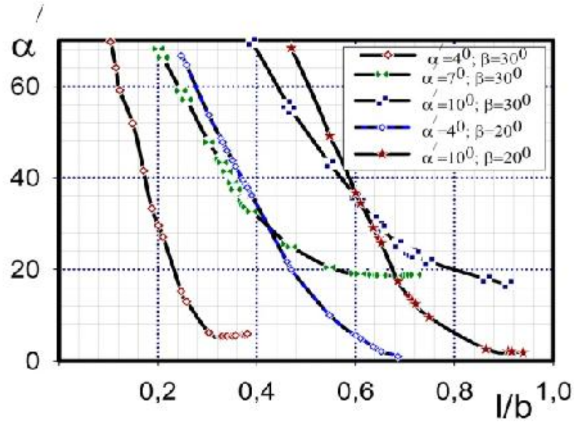



Рисунок 4.17 – Зависимость угла α'

от конструктивных параметров лопаток

Для более детального изучения аэрогидродинамических характеристик в аппарате было применено компьютерное моделирование в программе Ansys CFX. Моделировалось течение газа без дискретной фазы, т.к. силовое и тепловое влияние частиц мало и им можно пренебречь. Целью исследования ставилось установление роли лопаток импеллера, для чего были проведены сравнительные испытания эффективности работы аппарата, реализованного в двух конструктивно-схемных решениях: *а)* обычный ротоклон (рисунок 4.18); *б)* ротоклон с лопатками импеллера, предложенными в настоящей работе (рисунок 4.19). Газовый поток в аппарате с лопатками импеллера в зоне инжекции имеет многочисленные равномерные завихрения. За лопатками импеллера образуется турбулентный след и рост частоты турбулентных пульсаций, что связано с отрывом пограничного слоя от его поверхности. Поле скоростей (рисунок 4.21) показывает, что с установкой синусоидальных лопаток импеллера, наблюдается более равномерное распределение скоростей в аппарате.

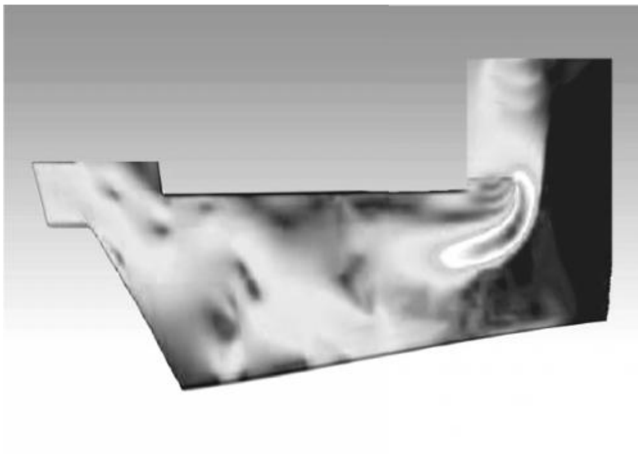


Рисунок 4.18 – Поле скоростей без учета лопаток импеллера

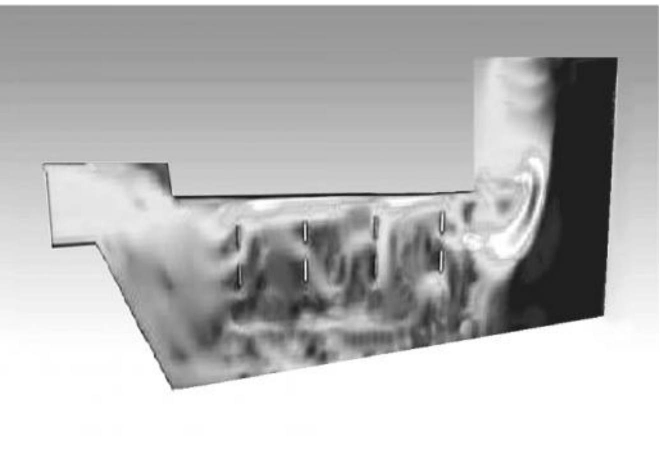


Рисунок 4.19 – Поле скоростей с лопатками импеллера

Можно сделать выводы, что лопатки импеллера усиливают турбулентность очищаемого газа в зоне инжекции аппарата, что положительно сказывается на эффективности сепарации мелкодисперсных примесей.

## 4.6 Экспериментальные исследования и расчет граничных концентраций орошающей жидкости

Одной из тенденций развития мокрых пылеуловителей является создание аппаратов интенсивного действия с высокой пропускной способностью по газовой фазе, что связано с выгодным снижением габаритов установок. В этих условиях вследствие высокой относительной скорости движения жидкой и газовой фаз, решающее влияние на эффект пылеулавливания оказывают механизмы: инерционный и непосредственного захвата частиц. Такой процесс реализован в ударно-инерционных пылеуловителях, к которым относится исследуемый аппарат.

Авторы Jarzkbski и Giowiak [113], анализируя работу ударно-инерционного пылеуловителя, установили, что в процессе пылеулавливания определяющую роль играет явление инерционного столкновения пыли с каплями воды. Эффективность выделения частиц пыли снижается вместе с ростом размеров, генерированных в осадительном пространстве капель. В случае генерирования капель сжатым воздухом, их величина определяется уравнением Nukijama и Tanasawa [174, 175], из которого следует, что капли тем больше, чем выше значение вязкости жидкой фазы. Поэтому рост вязкости может вызвать понижение эффективности пылеулавливания. В литературе практически не имеется сведений о влиянии вязкости улавливающей жидкости на процесс пылеулавливания. Поэтому одной из целей нашей работы явилось выявление влияния вязкости жидкости на эффективность пылеулавливания.

Можно допускать, что для определенных трехфазных систем: газ – жидкость – твердое тело граничная концентрация пыли может оказаться слишком большой, что непосредственно повлияет на слишком большую степень циркуляции, которую трудно реализовать в условиях промышленной эксплуатации мокрых пылеуловителей.

Формулирование проблемы опирается на следующих положениях. В условиях полной циркуляции жидкости, при постоянных геометрических размерах пылеуловителя можно обеспечить постоянство эксплуатационных параметров - это относительная скорость движения жидкости и аэрозоля, концентрация пыли в газе, поверхностное натяжение жидкости либо угол смачивания пыли. Растущая во времени концентрация пыли в жидкости ведет к единственному существенному изменению – увеличению ее вязкости. После превышения определенной концентрации суспензия теряет свойства ньютоновской жидкости. Условия работы пылеуловителя при полной циркуляции жидкости приближены к тем, какие можно получить в аппарате периодического действия, когда при эксплуатации в пылеуловительную систему не вводится свежая вода. Собранная в аппарате, задержанная жидкостью пыль, компенсирует объемные потери жидкости, необходимой на увлажнение проходящего газа и ее соответствующий унос. В литературе отсутствуют работы, теоретически и экспериментально описывающие влияние вязкости и влияние реологических свойств суспензии на эффективность пылеулавливания. Причиной служит тот факт, что в качестве рабочей жидкости обычно используется вода, а пылеуловители работают, в основном, при постоянных температурах. Одновременно, при использовании частичной циркуляции обеспечивается определенный уровень концентраций пыли в жидкости. В свою очередь, доступные в литературе зависимости указывают на незначительный рост вязкости суспензии даже при повышении ее концентрации на несколько процентов.

Рассуждения, обосновывающие возможность влияния вязкости суспензии на эффективность пылеулавливания, можно отнести как на анализ основных механизмов, влияющих на осаждение частиц на межфазной поверхности, так и на условия образования этой развитой поверхности жидкости. Переход частиц пыли из газа в жидкость происходит, главным образом, в результате инерционного воздействия, эффекта "прилипания" и диффузии. В зависимости от типа мокрого пылеуловителя частицы пыли выделяются на поверхности жидкости, которая может быть реализована в виде капель, движущихся в потоке аэрозоля, пленок жидкости, сформированных в аппарате, поверхности газовых пузырьков, образующихся в условиях барботажа и увлажненных поверхностей стенок аппарата.

В монографии [185] широко описано влияние различных механизмов на эффективность осаждения частиц пыли на поверхности жидкости. Описание механизмов и их влияния на эффективность пылеулавливания можно найти в работах [183, 186] касающихся проблемы мокрой пылеочистки газов. В литературе меньше внимания уделено вопросам формирования поверхностей жидкостей и их влиянию на эффективность пылеулавливания.

Рассматривая механизм инерционного действия независимо от поверхности жидкости, захватывающей пыль, в основном считается, что для гидрофильных типов пыли столкновение частички твердого тела с поверхностью жидкости равносильно немедленному ее поглощению жидкостью, а затем немедленному освобождению и восстановлению Поверхности жидкости для следующих соударений. В случае пыли, плохо смачивающейся, время, необходимое для поглощения частицы жидкостью, может быть более длительным, чем время, после которого частица подойдет к ее поверхности. Очевидно, это является причиной снижения возможности задерживания пыли жидкостью из-за отскока частицы, идущей к поверхности, от частицы, находящейся на ней. Эффект этот можно считать реальным, так как в условиях мокрого пылеулавливания с поверхностью каждого элемента жидкости соударяется больше пыли, чем ее было бы достаточно для формирования монослоя. Скорость поглощения частиц пыли может явиться лимитирующей стадией пылеулавливания. На скорость поглощения частицы влияет не только ее энергия, необходимая для преодоления сил поверхностного натяжения, но также и скорость движения ее в жидкой среде, зависящая от ее вязкости и реологических свойств. Эффективность пылеулавливания Kabsch [112] связывает со скоростью увлечения пыли жидкостью, описав ее как массу $m_s$, проникающую в единицу времени через единицу поверхности *A* в глубину жидкости в результате соударения зерен пыли с этой поверхностью

$$r = \frac{m_s}{A \cdot t}$$

Скорость связывания пыли жидкостью зависит от физико- химических свойств пыли и ее способности к смачиванию, физико-химических свойств газа и рабочей жидкости, а также концентрации аэрозоля. Желая подтвердить выдвинутую гипотезу, Kabsch [112] проводил исследования, касающиеся влияния концентрации скорость связывания пыли жидкостью. Увеличение концентрации пыли в газе вызывало некоторое увеличение скорости связывания, однако в меньшей степени, чем это следует из линейной зависимости.

Основные для техники мокрого пылеулавливания модели Semrau, Barth'a и Calvert'a не учитывают влияния вязкости суспензии на эффект пылеулавливания. В работе Pemberton'a [115] установлено, что в случае осаждения частиц, не смачиваемых на каплях, обязательным является их поглощение внутрь жидкости, а их движение в жидкости подчиняется правилу Stokes'a.

Скорость движения может характеризовать коэффициент сопротивления движению частицы в жидкости, а значит, и динамический коэффициент вязкости жидкости. Возможность влияния вязкости жидкости на эффективность захвата частиц пыли каплей путем одновременного Действия трех механизмов: инерционного, "захвата" и описывает полуэмпирическое уравнение Slinna [116], учитывающее отношение вязкости жидкости к вязкости газа.

В общем случае считается, что существует определенный размер капли [82], при котором достигаются оптимальные условия осаждения частиц определенного размера, а эффективность оседания частиц пыли на капле быстро снижается с уменьшением размера этих частиц.

Jarzkbski и Giowiak [125], анализируя работу ударно-инерционного пылеуловителя установили, что в процессе пылеулавливания определяющую роль играет явление инерционного столкновения пыли с каплями воды. Эффективность выделения частиц пыли снижается вместе с ростом размеров, генерированных в осадительном пространстве капель, в случае генерирования капель сжатым воздухом, их величина определяется уравнением Nukijama и Tanasawa [76], из которого следует, что капли тем больше, чем выше значение вязкости жидкой фазы. Поэтому рост вязкости может вызвать понижение эффективности пылеулавливания.

Высота слоя динамической пены, образующейся в пылеуловительной системе при определенной относительной разности скоростей газовой и жидкой фаз, снижается по мере роста вязкости жидкости [120], что вызывает снижение эффективности пылеулавливания, следует считать, что подобный эффект относится также к слою интенсивного барботажа и брызго-капельному слою, частично деформирующемуся в пылеулавливающих системах.

Резюмируя, можно утверждать, что в литературе практически не имеется сведений о влиянии вязкости улавливающей жидкости на процесс пылеулавливания. Поэтому одной из целей работы явилось выявление влияния вязкости жидкости на эффективность пылеулавливания. Проведенные исследования имели основную цель подтверждение гипотезы о существовании такой граничной концентрации суспензии, при превышении которой снижается эффективность работы пылеулавливающего аппарата.

Разработана концепция эксперимента и установка «ротоклон с регулируемыми лопастями» [254] (рисунок 4.2), оснащенная необходимыми системами замера общей и фракционной эффективности и типовыми системами для определения расхода газа и гидравлического сопротивления. Смонтировано устройство точной дозировки пыли. Проведенная калибровка измерительных систем обеспечила соответственную повторяемость полученных результатов. Частицы сыпучих материалов (мела, талька, сажи) во большинстве случаев можно подавать из бункера, регулируя расход вентилем [103]. В качестве более совершенной системы подачи частиц  использовался шнековый питатель (рис. 4.4). На выбор подходящей системы питания влияет способность частиц к слипанию и истиранию. Для высокконцентрированных мелких частиц необходима противоточная очистка фильтра. Причем, фильтры создают неустранимые полностью пульсации давления [105], поэтому размеры частиц в циркуляционном контуре могут отличаться от исходных размеров твердой фазы, подаваемой в установку. Пульсация давления от шиберов  может быть легко устранена, так как она менее значительна из за высокой частоты потока нагнетаемых частиц.

Были исследованы пыли, различающиеся своей смачиваемостью (талькомагнезит молотый ТМП, медианный диаметр равен $\delta_{50}$ =25 мкм, белая сажа с $\delta_{50}$ =15 мкм растворимость в воде $10^{-3}$ % по массе (25°С) и порошок мела).

В рабочей зоне аппарата газопылевой поток проходил лопатки импеллера 7, очищался и через каплеотбойник 8 выводился наружу. Газ подавался в аппарат с помощью вакуум-насоса 10, его расход регулировался с помощью диафрагмы 1. Перепады давления газа измерялись манометром. Для измерения концентрации пыли на входе и выходе были применены три зонда, которые установливались на вертикальных участках газохода. Запыленность газодисперсной смеси определялась методом внешней фильтрации. Для соблюдения условий изокинетичности отбора проб посредством пневмометрической трубки делали предварительные замеры скорости движения газа в газоходе. При этом учитывалось, чтобы зонд отбора проб был правильно установлен по отношению к току взвеси, что предотвращает забивание отверстия частицами пыли.

Следует отметить, что в точных экспериментальных исследованиях необходимо использовать пробоотборные трубки малого сечения. Хотя может показаться, что отбор через трубки малого размера затруднителен из-за возможности их забивания, опыт работы показывает, что успешный отбор осуществляется легко, что объясняется появлением сил Магнуса, которые удаляют частицы от стенок трубки. Таким образом, нецелесообразно увеличивать сечение отборной трубки, являющейся продолжением головки зонда. Кроме того, скорость в пробоотборной трубке должна соответствовать истинной скорости движения анализируемого газа. Что, однако, не распространяется либо на очень мелкие, либо на достаточно крупные частицы, которые не следуют линиям тока перед зондом. В последнем случае всегда точно будет определяться массовый расход твердых частиц. Наоборот, при очень мелких частицах точно измеряется концентрация частиц. В процессе эксперимента каждый фильтр взвешивался до и после замеров посредством аналитических весов. Фракционный состав пыли определялся измерительными системами, аналогичными рассмотренными в главе 3.


Рисунок 4.20 – Измерение вязкости суспензии

Для определения структурно-механических свойств суспензии был использован вискозиметр РВ–8 (рисунок 4.20). Вискозиметр снабжен вращающимся цилиндром с делениями для контроля глубины его погружения в суспензию. Цилиндр приводится во вращение, посредством системы, состоящей из ротора, нити, блоков и груза.

Для прекращения вращения применяется тормоз. Измерения при каждой нагрузке проводились не менее трех раз при постепенном повышении веса груза на 2 г до точной фиксации времени целого числа оборотов. После осреднения полученных результатов и определения угловой скорости, строилась зависимость скорости вращения от примененной нагрузки. Вязкость определяется из закона Пуазейля, согласно которому [105]:

$$V_{объем} = \int_0^t Q \cdot dt = \frac{\text{®} \cdot (P_1 - P_2)}{8 \cdot l \cdot \text{¦}} \cdot R^4 \cdot t$$

$$[\eta] = \frac{\pi \cdot (P_1 - P_2) \cdot R^4}{8 \cdot L \cdot V_{объем}} \cdot t \qquad (4.25)$$

где [η] – вязкость суспензии; $P_1$, $P_2$ – внешние давления на вращающийся цилиндр; $R$ –радиус цилиндра; $L$ – длина капиллярной трубки; $V_{объем}$ – объем пыли в единице объема суспензии; $t$ – время протекания через капиллярную трубку эталонной жидкости; $k$ – константа, зависящая от свойств орошающей жидкости.

$$[\eta] = \frac{kGt}{L} \qquad (4.26)$$

## Обсуждение результатов исследований

Для каждой пыли, используемой в исследованиях, была определена зависимость общей эффективности пылеулавливания от концентрации орошающей суспензии и размера частиц. В каждом опыте первое измерение фракционной эффективности выполнено в начальной фазе работы ротоклона, при практически чистой воде.

В результате исследований получены высокие значения общей эффективности пылеулавливания (93,2% для сажи до 99,8% для порошка талька) в начальной фазе работы ротоклона при незначительной концентрации суспензии, что свидетельствует о точном подборе конструкционных и эксплуатационных параметров исследуемого аппарата. Эффективность улавливания различных видов пыли отличается вследствии различной формы ее частиц, их динамической смачиваемости и плотности. Важным этапом проведенных исследований было определение граничных концентраций суспензии различных пылей, после превышения которых, общая эффективность пылеулавливания снижается. Определение величины граничной концентрации необходимо для расчета максимальной степени рециркуляции орошающей жидкости. Проведенные исследования дают основания сделать выводы о том, что в установках ударно-инерционного типа, где инерционный механизм является основным при выделении частиц пыли из газа, общая эффективность пылеулавливания существенно падает, когда концентрация суспензии отвечает такой концентрации, при которой она теряет свойства ньютоновской жидкости. Как следует из графиков (рисунок 4.21), вместе с ростом концентрации суспензии выше граничного значения, общая эффективность пылеулавливания снижается, а основной вклад в это явление вносят мелкие частицы с размером менее 5 мкм. Можно заметить, что в случае выделения пыли талька рост концентрации суспензии от 36% до 45% вызывает понижение общей эффективности пылеулавливания от 98% до 90% при одновременном снижении фракционной эффективности выделения частиц, меньших 5 мкм от $\eta$ = 93% до $\eta$ = 52%.

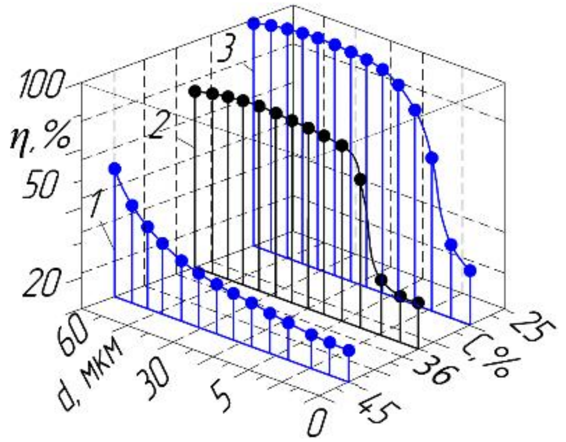



Рисунок 4.21 – Зависимость фракционной эффективности от диаметра частиц ТМП и их концентрации в жидкости

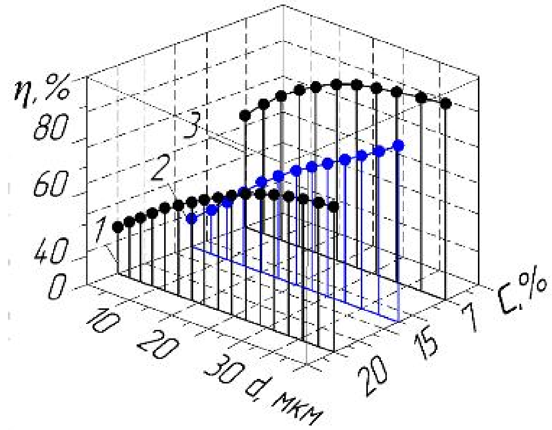



Рисунок 4.22 – Зависимость фракционной эффективности от диаметра частиц белой сажи и их концентрации в жидкости

Аналогично для белой сажи: рост концентрации от 7% до 20% вызывает падение фракционной эффективности от η = 65% до η = 20%, (рисунок 4.22), для мела: рост концентрации от 18% до 30% вызывает ее снижение от η= 80% до η = 50%. Наиболее заметно снижение фракционной эффективности пылеулавливания можно отметить для трудно смачиваемой пыли – белой сажи (около 50%). Основной характерной особенностью рассматриваемой системы является более высокое значение абсолютной величины вязкости дисперсной среды. При этом происходит увеличение сил сопротивления радиальному перемещению дисперсной фазы к стенкам ротоклона, что приводит к повышению величины граничного диаметра частиц и оказывает влияние на эффективность процесса пылеулавливания. На рисунках 4.21-4.22 представлены результаты измерения концентрации частиц в суспензии при переменных значениях их размера и свойств. Анализ этих зависимостей показывает, что имеются две характерные зоны, наличие которых определяется кинетикой процесса сепарации. Для первой зоны характерно постепенное превышение центробежных сил инерции над силой вязкости, при этом стенок аппарата достигают, в первую очередь, наиболее крупные частицы, которые удаляются в дальнейшем через нижний слив. С ростом скорости на входе в аппарат из суспензии сепарируются частицы все более мелких размеров и их концентрация постепенно снижается. Вторая зона характеризуется постепенным возрастанием турбулизации потока, происходит интенсивная сепарация основной массы частиц из внутренней фазы суспензии. Образуются циркуляционные вихри, которые способствуют переносу к стенкам ротоклона даже наиболее мелких частиц, которые при обычных условиях сепарируются незначительно. При этом отмечено, что при повышении тангенциальной скорости практически не происходит вторичного уноса жидкости с восходящим потоком со стенок ротоклона.

Таким образом, на основании вышеизложенного анализа можно утверждать, что снижение общей эффективности пылеулавливания при превышении граничной концентрации суспензии связано с все уменьшающейся способностью системы задерживать мелкие частицы. Особенно это касается плохо смачиваемых частиц. Это совпадает с гипотезой об обновлении межфазной поверхности. Обновление межфазной поверхности может быть связано также с трудностями движения осевших частиц пыли вглубь жидкости, т.е. с вязкостью среды. Анализ общей эффективности пылеулавливания показывает, что до момента достижения граничной концентрации жидкости, эффективность удерживается на постоянном уровне (80-88% для талька и 50-65 % для белой сажи).

В условиях проводимых исследований, т.е. постоянной концентрации аэрозоля на входе в аппарат, и при предположении, что потери воды в аппарате из-за увлажнения проходящего воздуха и, соответственно, уноса в виде капель, компенсируется объемом уловленной пыли, показатель расхода воды определяется непосредственно из рекомендованного времени длительности цикла и отличается для различных типов пыли. Рассчитанная максимальная его величина находится в интервале от 0,02 до 0,05 л/м$^3$, т.е. близка к величинам, цитируемым в литературе [164-166].

Для пылеуловителей периодического действия эта концентрация определяет напрямую цикл их работы. В случае пылеуловителей непрерывного действия с циркуляцией жидкости, максимальную степень рециркуляции, обеспечивающую поддержание постоянного уровня эффективности пылеулавливания, можно рассчитать, как отношение:

$$r = \frac{Q_{cir}}{Q_{ir}} \tag{4.27}$$

где $Q_{cir}$ – расход рециркулирующей жидкости;

$Q_{ir}$ – расход вводимой жидкости на орошение.

Предполагая, что вся пыль практически полностью улавливается на поверхности жидкости, можно записать уравнение баланса массы пыли как:

$$G \cdot (c_{вх} - c_{вых}) \approx G \cdot c_{вх} = Q_{cir} \cdot c_r \tag{4.28}$$

где $(c_{вх} - c_{вых}) = c_r$ – предельная концентрация пыли, г/м$^3$.

Тогда с учетом (4.28) формулу для расчета степени рециркуляции можно представить, как:

$$r = 1 - \frac{G \cdot c_{вх}}{Q_{cir} \cdot c_r} \tag{4.29}$$

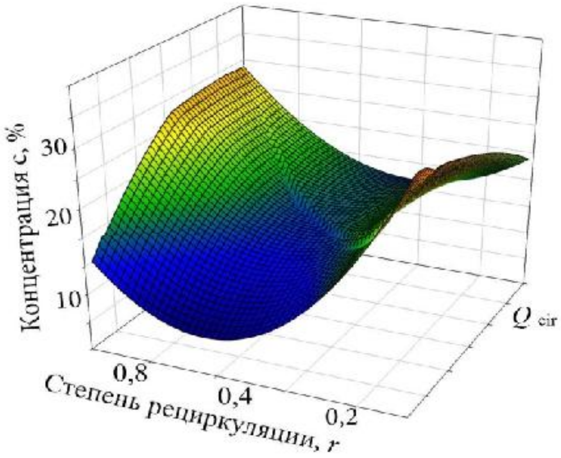



**Рисунок 4.23 –** Зависимость степени рециркуляции от концентрации пыли и объемного расхода рециркулирующей жидкости

Таким образом, при известной граничной концентрации $c_г$ можно определить граничную степень рециркуляции орошающей жидкости, обеспечивающую стабильную эффективность пылеулавливания.

## ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 4

1. Разработана новая конструкция ротоклона, позволяющего решить задачу эффективной сепарации пыли из газового потока. В представленном аппарате подвод воды к зонам контакта осуществляется в результате ее циркуляции внутри самого устройства.

2. Экспериментально показано, что захват жидкости газовым потоком при последовательном прохождении лопаток импеллера является одной из определяющихся стадий гидродинамического процесса в ротоклоне.

3. Теоретически получены и подтверждены экспериментальными данными значения эффективности ударно-инерционного осаждения дисперсных частиц в ротоклоне. Полученные расчетные соотношения, позволяют оценить вклад как характеристик улавливаемой пыли (размера и плотности дисперсных частиц), так и режимных параметров, к основным из которых относится скорость газового потока при прохождении через лопатки импеллеров.

4. Превышение граничной концентрации суспензии, при которой она теряет свойства ньютоновской жидкости, вызывает снижение эффективности пылеулавливания. При известной граничной концентрации $c_г$ можно определить граничную степень рециркуляции орошающей жидкости, обеспечивающую стабильную эффективность пылеулавливания. На основе исследования работы пылеуловителя можно утверждать, что изменение вязкости орошаемой жидкости влияет на условия генерирования межфазной поверхности и, особенно, на интенсивность образования брызго-капельного слоя.

5. Величина граничной концентрации зависит от физико-химических свойств системы жидкость – твердое тело и изменяется в широких пределах, от нуля до нескольких десятков процентов. Эта величина может быть в настоящее время определена только лабораторными методами. Снижение эффективности работы аппарата при превышении граничной концентрации связано, прежде всего, с понижением фракционной эффективности улавливания мелких частиц с размерами менее 5 мкм.

6. Экспериментально установлено, что аэродинамическое профилирование лопаток импеллера по синусоидальной кривой позволяет на 65% снизить гидравлическое сопротивление устройства (это достигается благодаря обтеканию входного участка профиля лопаток с большой постоянной скоростью и увеличению рикошетов от профилированной части лопаток). Выявлена возможность целенаправленно моделировать структуру течения потока, что достигается посредством регулирования положения лопаток импеллера синусоидального профиля, при этом лопатки могут быть установлены на угол от $5^o$ до $30^o$ вдоль радиуса аппарата. При этом происходит увеличение эффективности очистки газа до 25% при минимальных энергозатратах.

7. Подбор конструкционных и режимных параметров, гарантирующий высокую эффективность пылеулавливания при малом коэффициенте потребления воды, позволяет рекомендовать такие пылеуловители для реализации в промышленности.

# ГЛАВА 5 ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ И ПРОЦЕССОВ СЕПАРАЦИИ В БАРБОТАЖНО-ВИХРЕВЫХ АППАРАТАХ

## 5.1 Современные методы интенсификации и расчета вихревой сепарации

Многоступенчатые вихревые аппараты (ВА) с общим противоточным движением взаимодействующих потоков по конструкции аналогичны колоннам барботажного типа, но имеют и некоторые отличия, обусловливающие их преимущества [5]. Во-первых, на тарелках фиксируются контактные устройства (КУ) прямоточного взаимодействия фаз. Газ с высокой скоростью входит в КУ, захватывает жидкость, поступающую через специальные каналы, и образует с ней совместное однонаправленное движение. На выходе из контактного устройства поток газа разделяется с жидкостью.

При условии прямоточного взаимодействия потоков, жидкость из области контакта выводится на большой скорости. Испытания показали, что наиболее эффективное отделение жидкости от газа достигается в поле центробежных сил. Во-вторых, вихревые аппараты характеризуются наличием вихревого, поступательно-вращательного движения в КУ. Значительная скорость легкой фазы, захватывающей жидкость в прямоточное движение, а также эффективная сепарация фаз при взаимодействии в вихревом потоке, позволяют в 5-8 раз усилить массоперенос и повысить пропускную способность аппарата.

Наиболее распространенные конструкции прямоточно-вихревых аппаратов предложено классифицировать по следующим характерным признакам (таблица 5.1) [11].

В аппаратах с нисходящим прямотоком жидкость и пар (газ) в зоне контакта движутся сверху вниз, поэтому они могут работать в очень широком интервале нагрузок по жидкости и газу. Но в этом случае для сохранения общего противотока в аппарате требуются дополнительные каналы для подвода газа (пара) на вышележащие ступени. Поэтому такие аппараты рекомендуются для процессов с большим удельным расходом жидкости, а также для процессов газоочистки с одной ступенью контакта [234].

Таблица 5.1 – Классификация прямоточно-вихревых аппаратов

| Характерные признаки | Виды, типы |
|---|---|
| Количество ступеней | Одноступенчатые<br>Многоступенчатые |
| Вид ступеней | Одноэлементные<br>Многоэлементные |
| Направление движения потоков | Нисходящий прямоток в зоне контакта<br>Восходящий прямоток<br>Перекрестный прямоток |
| Движение жидкости через контактную зону | Без циркуляции жидкости<br>С частичной рециркуляцией<br>С полной рециркуляцией |
| Тип завихрителя | Осевой<br>Тангенциальный<br>Переходный |
| Способ подачи жидкости в зону контакта | Периферийный<br>Центральный<br>Комбинированный |
| Способ сепарации | Центробежно-гравитационный<br>Центробежно-инерционный<br>Центробежно-фильтрационный |

В аппаратах с перекрестным прямотоком происходит локальное однонаправленное движение потоков, как правило, с последующей центробежно-гравитационной сепарацией. Предельная скорость легкой фазы в аппаратах этого типа составляет от 6 до 10 м/с. Такие аппараты целесообразно использовать, например, в процессах со значительными тепловыми эффектами [228]. Наиболее высокой производительностью обладают ВА с восходящим прямотоком. В зоне контакта таких аппаратов скорость легкой фазы составляет при средних давлениях от 15 до 40 м/с. Они широко применяются в промышленности и являются наиболее перспективными.

## Конструирование вихревых контактных устройств

Основным элементом вихревых аппаратов являются вихревые контактные устройства (ВКУ). Поступательно-вращательное движение в ВКУ создается осевыми, тангенциальными или комбинированными завихрителями. В ВКУ небольшого диаметра (20÷50 мм) устанавливают двухзаходные спирали (рисунок 5.1, *а*) или используют тангенциально-щелевой завихритель (рисунок 5.2, *а*) [134]. Спираль представляет собой скрученную вдоль продольной оси металлическую полоску.

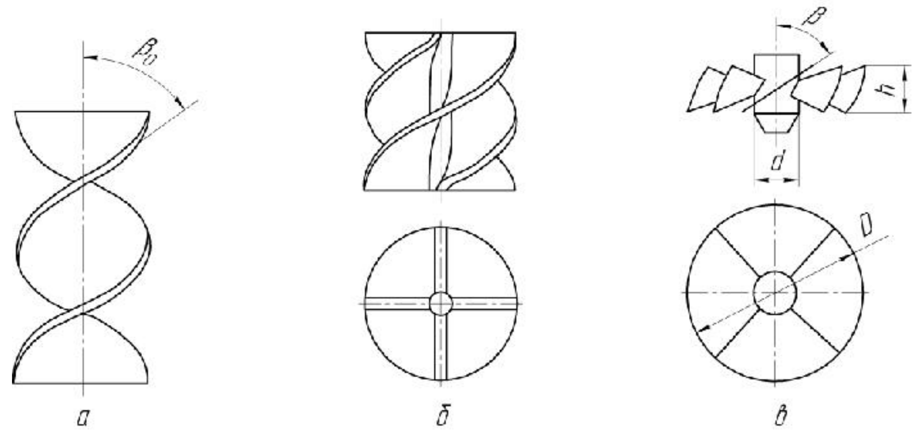



Рисунок 5.1 – Виды осевых завихрителей:
*а* – двухзаходная спираль; *б* – многозаходная спираль; *в* – мультилопастной завихритель

Наибольшее распространение получили мультилопастные осевые завихрители (рисунок 5.1, *в*) и тангенциально-лопастные (рисунок 5.2, *б*) [134], применяющиеся в ВКУ диаметром от 50 до 150 мм. Они имеют направляющие плоские или профилированные лопасти, образующие каналы для прохода газа. Первые отличаются компактностью, вторые обеспечивают более интенсивный массоперенос.

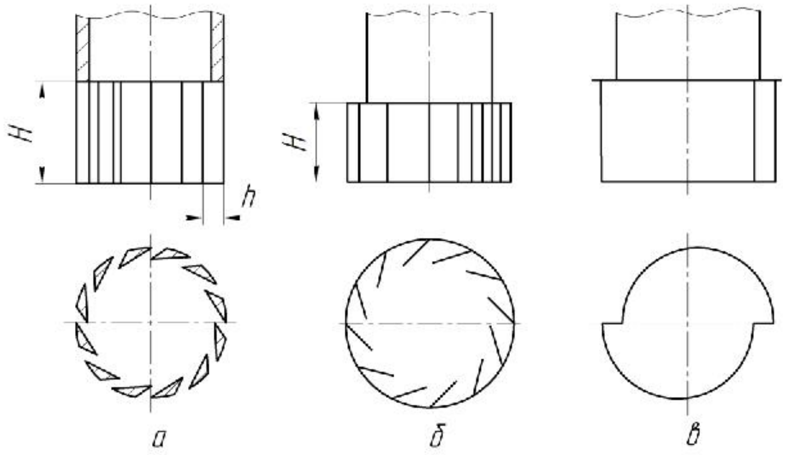



Рисунок 5.2 – Комбинированные завихрители:
*а* – щелевой; *б* – лопастный; *в* – циклонный

Комбинированные завихрители (рисунок 5.2) [134] обладают улучшенными характеристиками, но из-за относительной сложности рекомендуются для ВКУ большого диаметра.

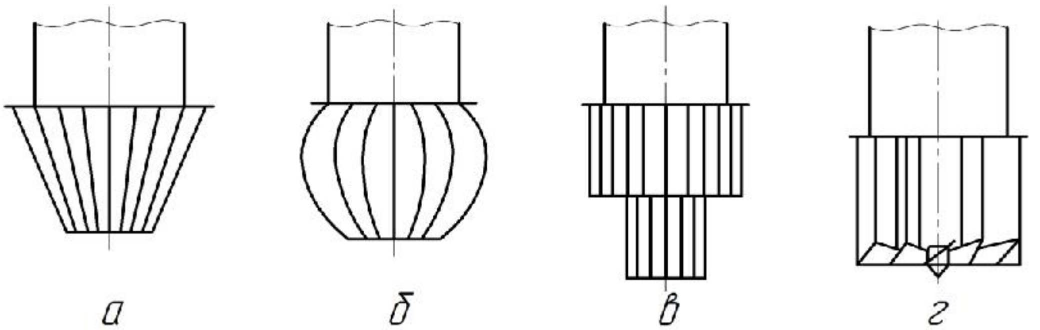



Рисунок 5.3 – Комбинированные завихрители:
*а* – конический; *б* – тангенциально-криволинейный; *в* – тангенциально-ступенчатый;
*г* – тангенциально-осевой

Завихрители характеризуются относительным сечением, степенью перекрытия и коэффициентом крутки. Относительное сечение представляет собой соотношение суммарных площадей поперечного сечения газового канала и контактного патрубка. Коэффициент крутки *n* характеризуются соотношением количеств движения в тангенциальном и осевом направлениях. Степень перекрытия *S* является отношением проекции длины газового канала на плоскость завихрителя к ширине канала в этой плоскости.

Таблица 5.2 – Расчет характеристик завихрителя

| Тип завихрителя | Относительное сечение *f* | Коэффициент крутки *n* | Степень перекрытия *S* |
|---|---|---|---|
| Двухзаходная спираль | $\frac{2}{1+\sqrt{1+tg^2\beta_0}}$ | $\approx\frac{2}{3}tg\beta_0$ | $\frac{2htg\beta_0}{\pi D}$ |
| Многолопастный осевой | $\left[1-\frac{d^2}{D^2}\right]\cos\beta-\left(1-\frac{d}{D}\right)\frac{2\delta z}{\pi D}$ | $tg\beta$ | $\frac{zh\sin\beta}{\pi D\cos\beta-\delta z}$ |
| Тангенциальный щелевой | $\frac{4bHz}{\pi D^2}$ | $\frac{\sin\gamma}{f}$ | $\frac{h\sin\gamma}{b}$ |
| Тангенциальный лопастный | $\frac{4H}{D}\left(\cos\gamma-\frac{\delta z}{\pi D}\right)$ | $\frac{\sin\gamma}{f}$ | $\frac{zh\sin\gamma}{\pi d\cos\gamma-\delta z}$ |

где $z$, $\delta$ – число и толщина лопаток соответственно; $b$ – ширина канала для прохода жидкости; $\alpha$ – угол между осью канала и радиусом КУ; $H$ – высота завихрителя; $h$ – ширина лопасти завихрителя; $D$ – диаметр КУ; $d$ – диаметр центральной втулки.

В таблице 5.2 приведены соотношения, по которым рассчитываются указанные параметры. Способ подачи жидкости в зону контакта определяется диаметром ВКУ. В небольших ВКУ используют периферийный ввод жидкости через кольцевые зазоры, щели, отверстия, расположенные выше, ниже или в зоне самого завихрителя (рисунок 5.4) [14, 134]. Величина коэффициента крутки зависит от типа ВА и диаметра КУ. Некоторые рекомендации по выбору *n* для ВА с восходящим прямотоком приведены в таблице 5.3.

Таблица 5.3 – Определение коэффициента крутки для ВА с восходящим прямотоком

| Диаметр контактного устройства | Тип завихрителя | Степень крутки | Ввод жидкости | Относительная высота контактного патрубка H/D | Тип сепаратора |
|---|---|---|---|---|---|
| 20 – 40 | Спиральный или тангенциально-щелевой | 0,5 – 1,0 | Периферийный завихритель | 5 – 8 | С прорезями |
| 50 – 100 | Осевой лопастный | 1 – 1,5 | Центральный завихритель | 2 – 5 | Дырчатый или с отсекателем жидкости |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| 100 – 200 | Тангенциальный лопастный | 1 – 1,5 | Центральный завихритель | 1 – 2 | Тангенциально-щелевой или с отсекателем жидкости |

В представленных ВКУ массоперенос реализуется через поверхность пленки жидкости, проходящей по контактному патрубку. Отношение поверхности пленки к расходу легкой фазы при заданной скорости пропорционально величине H/D контактного патрубка, с увеличением которой эффективность массопереноса возрастает, но при этом повышается и удельная металлоемкость КУ.

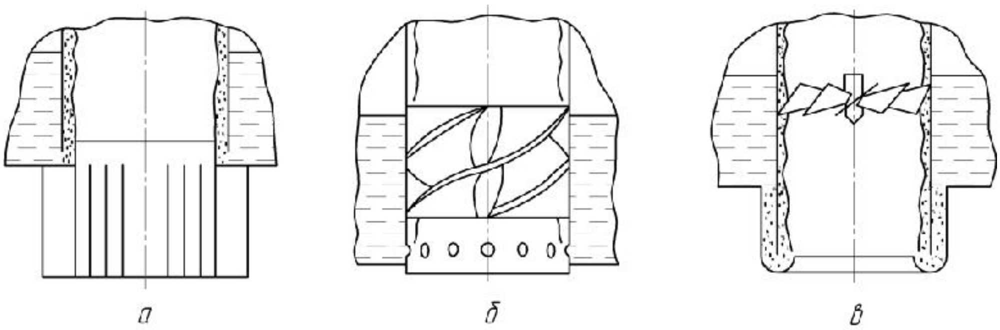



Рисунок 5.4 – Периферийный ввод жидкости:
*а, в* – кольцевой зазор; *б* – отверстия

Для обеспечения достаточной эффективности ВКУ диаметром более 50 мм жидкость необходимо вводить в приосевую зону. Ввод реализуется через радиальные, осевые, U- и Г-образные трубки выше или ниже завихрителя (рис. 5.5) [11, 14]. Ввод жидкости над осевым завихрителем (рисунок 5.5, *а*, *б*) способствует образованию конусообразного факела распыла капельной жидкости.

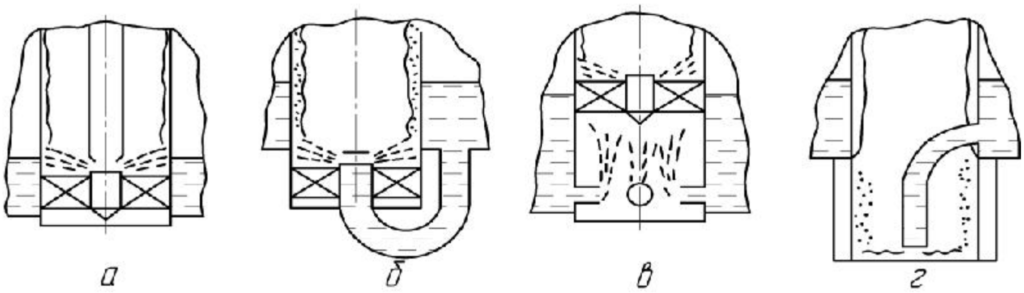



**Рисунок 5.5** - Центральный ввод жидкости через патрубки:
*а* – осевой; *б* – U-образный; *в* – радиальный; *г* – Г-образный

Газ проходит через факел и интенсивно контактирует с жидкостью. Жидкость, под действием центробежной силы, осаждается на стенках контактного патрубка и движется по нему в виде пленки, продолжая взаимодействовать с газом. В случае ввода жидкости под осевым завихрителем (рисунок 5.5, *в*) формируется осевой факел распыла, происходит частичное осаждение примесей и вторичное диспергирование жидкости, благодаря чему массоперенос дополнительно интенсифицируется.

В ВКУ с тангенциально-лопастными завихрителями жидкость вводится в донную часть завихрителя [14,16,20]. Под воздействием газового потока образуется кольцевой слой капель, которые соударяются с кромками лопаток и находятся в зоне контакта значительно дольше, чем в факеле распыла ВКУ с осевыми завихрителями. Удерживающую способность тангенциального завихрителя можно увеличить посредством задания ему криволинейной формы (рисунок 5.3, *б*) или встраиванием в верхнюю часть пережимной шайбы. Однако по сравнению с осевыми тангенциальные завихрители характеризуются более высоким гидравлическим сопротивлением.

Для подвода жидкости в зону контакта предлагается использовать полые лопасти осевых, конических или тангенциальных завихрителей [14]. Но они сложны в изготовлении и уменьшают относительное сечение завихрителя, что ограничивает область их применения. Диаметр и высота контактных патрубков существенно влияют на металлоемкость аппарата и эффективность массопереноса. Для интенсификации массопереноса в ВКУ допускается выполнять на поверхности контактных патрубков рифления, выступы, пластины, увеличивающие турбулентность потока. Предложена также конструкция нежесткого контактного патрубка, способного вибрировать [11]. Однако это усложняет изготовление ВКУ и несколько повышает их гидравлическое сопротивление.

Для отделения проконтактировавшей жидкости от легкой фазы используют сепараторы с прорезями, щелями, отверстиями. При умеренных нагрузках эффективными могут быть сепараторы с горизонтальными или вертикальными прорезями (рисунок 5.6, *а*, *б*), в которых преимущественно используются в ВКУ небольшого диаметра. Наиболее распространены сепараторы с отсекателями пленки жидкости (рисунок 5.6 *в*, *г*) [11,14].

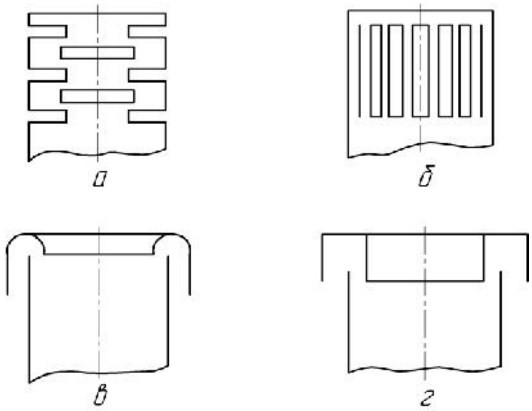



Рисунок 5.6 – Сепарационные устройства:
*а*, *б* – с прорезями;
*в*, *г* – с отсекателями пленки жидкости

Конструктивно простым и эффективным является сепаратор с сопло образными круглыми отверстиями, в котором происходит постепенный отток жидкости из зоны контакта. При значительной нагрузке по газу используются комбинированные сепараторы, снабженные вертикальными или тангенциальными прорезями в сочетании с отсекателем [11].

**Конструирование контактных ступеней вихревых аппаратов**

Конструктивное оформление контактных ступеней вихревых аппаратов основывается на двух ключевых направлениях.

Первое направление предполагает увеличение диаметра ВКУ с центральным вводом жидкости до размеров аппарата. Одноэлементные ступени просты конструктивно, имеют низкую металлоемкость. Но в них с увеличением диаметра происходит усиление радиальной неравномерности распределения фаз, уменьшаются центробежная сила и допускаемая осевая скорость газа. Поэтому в таких аппаратах преимущественно используется прямоточно-перекрестное взаимодействие фаз с центробежно-гравитационной сепарацией [134].

Второе направление заключается в создании контактных ступеней, состоящих из нескольких параллельно работающих ВКУ небольшого размера. Детальное экспериментальное исследование гидродинамических и массообменных характеристик отдельных ступеней обусловливает надежность проектных расчетов. Вихревые аппараты различной производительности обладают высокой степенью унификации, что позволяет снизить затраты на их изготовление. В ВКУ небольшого диаметра надежная сепарация при высоких нагрузках обеспечивается значительной центробежной силой. Поэтому использование многоэлементных контактных ступеней считается наиболее перспективным в создании высокопроизводительных ВА с прямоточно-восходящим взаимодействием фаз.

Многоэлементные контактные ступени различаются конструкцией ВКУ, а также организацией потоков жидкости. Наиболее распространены ступени с рециркуляцией жидкости [16, 19, 21], в которых жидкость, покидающая ВКУ, смешивается с массой жидкости, двигающейся по ступени.

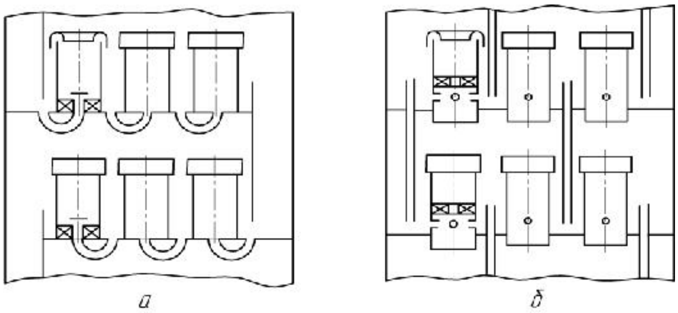


Рисунок 5.7 – Контактные ступени с рециркуляцией жидкости: *а* – с общим перетоком; *б* – с распределенным перетоком

Подача жидкости со ступени на ступень осуществляется по шахтным (рисунок 5.7, *а*) или распределенным трубчатым (рисунок 5.7, *б*) перетокам, что позволяет либо увеличить длину пути жидкости на ступени, либо позволяет более рационально использовать сечение аппарата.

В контактных ступенях без рециркуляции жидкости, разделение может быть достигнуто за счет изготовления дополнительной горизонтальной перегородки (рисунок 5.8, *а*) [102, 105], либо посредством изготовления отдельных переточных каналов (рис. 5.8, *б*) [20, 102, 106].

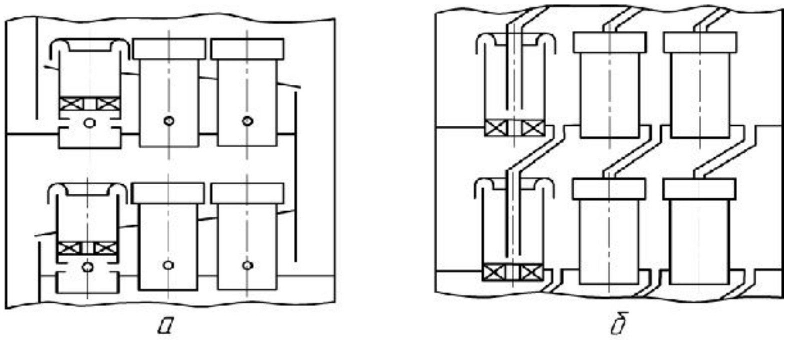


Рисунок 5.8 – Контактные ступени: *а* – с дополнительной перегородкой; *б* – с отдельными переточными каналами

Частичная рециркуляция создается установкой на ВКУ ниже сепараторов наклонных воротников, отражательных шайб (рисунок 5.9, *а*) [106, 107] или использованием специальной системы жидкостных каналов (рисунок 5.9, *б*) [108]. Повышенная металлоемкость, сложность изготовления и монтажа являются основными недостатками таких ступеней.

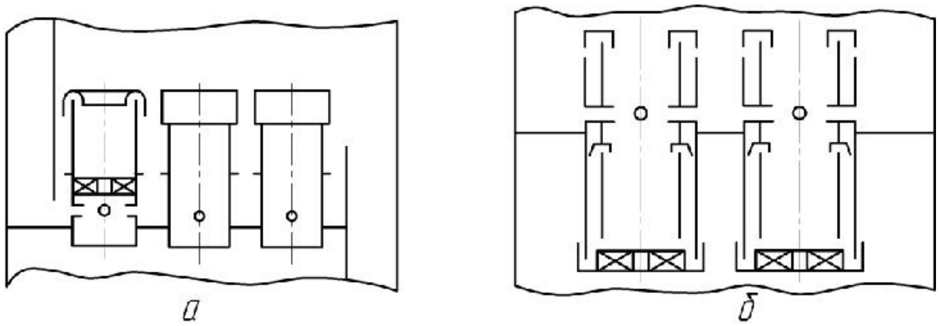



Рисунок 5.9 – Контактные ступени с частичной рециркуляцией жидкости:
*а* – с воротниками; *б* – с двойным вводом жидкости

Расчеты показывают, что отрицательное воздействие смешения при рециркуляции жидкости может быть существенно снижено увеличением времени пребывания жидкости в зоне контакта. Поэтому выбор конструктивного варианта контактной ступени определяется соотношением между удельным расходом жидкости $L/G$ для аппарата в целом и оптимальной или предельной величиной удельного расхода $\Delta L/\Delta G$ для ВКУ на основе сравнительного расчета.

При конструировании многоэлементных ступеней контактные устройства на последовательных ступенях следует располагать соосно и по возможности на небольшом расстоянии друг от друга для сохранения вихревого движения легкой фазы [101, 107]. На контактных ступенях с рециркуляцией жидкости каналы для ввода жидкости в ВКУ располагают так, чтобы в них попадало наименьшее количество жидкости, поступающей из ВКУ. Расстояние между ступенями определяется либо высотой ВКУ, либо их гидравлическим сопротивлением и составляет, как правило, от 300 до 600 мм.

## 5.2 Аэродинамика вихревых аппаратов

Структура турбулентного закрученного потока существенно отличается от поступательного. Под действием центробежных сил в закрученном потоке появляются градиент давления по радиусу, обратные токи, повышенные скорости у стенки, деформация профиля касательных напряжений. Эти явления оказывают сильное влияние на закономерности движения капель жидкости в пылеуловителе и характер течения в пограничном слое на границе раздела фаз газ-жидкость, т.е. определяют и степень очистки, и гидравлическое сопротивление, и критические режимы работы пылеуловителей.

По характеру распределения аксиальной скорости, закрученные потоки классифицируются следующим образом [234]:

1. Слабо закрученный поток, который характеризуется тем, что в любом его сечении осевая компонента скорости имеет максимальное значение. Профиль осевой скорости близок к профилю прямоточной струи.

2. Умеренно закрученный поток имеет "провал" осевой компоненты скорости, отсутствует обратное течение, скорость имеет М-образный профиль.

3. Сильно закрученный поток характеризуется наличием зоны возвратного течения.

Предложенная классификация закрученных потоков не является полной. Так, например, известны завихрители, конструктивные особенности, которых деформируют профили скоростей таким образом, что, несмотря на интенсивную закрутку струи, в осевой зоне не возникают обратные течения.

### 5.2.1 Закономерности движения газа и жидкости

Исследования показывают [33, 49], что профили скоростей газового потока для геометрически подобных завихрителей автомодельны по диаметру контактного устройства и расходу газа. В установившемся потоке выделяют приосевую зону квазитвердого вращения и периферийную зону потенциального вращения с соответствующими приближенными профилями [33]:

$$
\begin{aligned}
&W_\varphi = W_\varphi^m \frac{r}{r_b}; \quad W_z = W_Z^m \frac{r}{r_b} \qquad (r \le r_b) \\
&W_\varphi = W_\varphi^m \frac{r_b}{r}; \quad W_z = W_z^m \qquad (r \ge r_b)
\end{aligned}
\qquad (5.1)
$$

где $W_\varphi$ и $W_z$ – максимальные значения окружной (тангенциальной) и осевой скоростей газа соответственно;

$r_b$ – радиус зоны квазитвердого вращения.

Профили скоростей непосредственно над осевым завихрителем, где формируется вихревой поток, предложено описывать приближенными уравнениями [33]:

$$\frac{W_\varphi}{\overline{W}_z} = \frac{6}{f}\frac{(1-\bar{r})(\bar{r}-\varepsilon)}{(1-\varepsilon)^2}\sin\beta$$
$$\frac{W_z}{\overline{W}_z} = \frac{6}{f}\frac{(1-\bar{r})(\bar{r}-\varepsilon)}{(1-\varepsilon)^2}\cos\beta \qquad (5.2)$$

где $\hat{W}_z$ – среднерасходная скорость;

$\check{r} = 2r/D$ – относительный радиус;

$\varepsilon = d/D$ – относительный диаметр центральной втулки.

Наличие окружной скорости обусловливает появление радиального градиента давления:

$$\frac{\partial P}{\partial r} = \frac{\rho_г \overline{W}_\varphi^{\,2}}{r} \qquad (5.3)$$

где $\rho_g$ – плотность газа.

Используя уравнение (5.1) и учитывая, что $f=cos\beta$, можно найти разность давлений $\Delta P$ между периферийной ($\check{r}=1$) и приосевой ($r=0$) зонами:

$$\Delta P_r = 6n^2\,\frac{\rho_г \overline{W}_z^{\,2}}{2} \qquad (5.4)$$

Под действием радиального градиента давления у завихрителя возможно образование зоны обратного течения. Жидкость в КУ с периферийной подачей движется в виде пленки по винтовой линии, средняя толщина этой пленки $\alpha_0$ находится по уравнению [117]:

$$a_o = 16{,}46\cdot 10^{-3}\left(\frac{q}{\cos\beta}\right)^{0,3};\ \left(\frac{f}{\overline{W}_z}\right)^{0,75}\mu^{0,23} \quad \text{при}\ \frac{q}{\cos\beta} \le 1,1$$
$$a_o = 16{,}6\cdot 10^{-3}\left(\frac{q}{\cos\beta}\right)^{0,4};\ \left(\frac{f}{\overline{W}_z}\right)^{0,75}\mu^{0,23} \quad \text{при}\ \frac{q}{\cos\beta} \ge 1{,}1 \qquad (5.5)$$

где μ – динамическая вязкость жидкости, Н/см$^2$;

$q$ – плотность орошения,м$^3$/м·ч;

В литературе приводятся подробные сведения по гидродинамике пленочного течения [11, 14, 117].

При вводе жидкости в центральную часть КУ она дробится на капли, средний диаметр которых d определяется по уравнению [11]:

$$\frac{d}{D} = 0{,}05\left(\frac{\sigma_l f^2}{\rho_g \overline{W}_z^2 D}\right)^{0{,}35} \tag{5.6}$$

где σ – поверхностное натяжение.

Под действием центробежных сил капли движутся к периферии и образуют на стенке контактного цилиндра пленку, параметры которой определяются из уравнения (5.5).

Высота, на которую поднимаются капли, рассчитывается по соотношению

$$\Delta z = 0{,}25D/n \tag{5.7}$$

Время пребывания капель в вихревом потоке зависит от радиальной скорости $v_r$, изменение которой может быть найдено по приближенной зависимости:

$$\left(\frac{v_r}{\overline{W}_z}\right)^2 \approx 3\xi\frac{\rho_g}{\rho_l d}\cdot n\sqrt{1+n^2 r} \tag{5.8}$$

где $\rho_l$ – плотность жидкости; ζ – коэффициент сопротивления капли.

### 5.2.2 Факторы, влияющие на аэродинамическую структуру потока

Для характеристики интенсивности крутки воздушного потока, создаваемой различными завихрителями, обычно пользуются среднерасходными значениями скорости потока, находимыми по геометрическим характеристикам аппаратов.

Описание закручивающей способности завихрителя, в зависимости от его геометрических элементов дал в своей работе Д.А. Абрамович [216].

Для расчета центробежных форсунок предложен геометрический безразмерный параметр А:

$$A = \frac{l \cdot W_\tau}{R \cdot W_a} \tag{5.9}$$

где $W_\tau$ и $W_a$ – средерасходные значения тангенциальной и аксиальной компонент скорости.

Параметр А оценивает закрутку в устройствах с камерным завихрителем, когда воздух вводится в камеру строго тангенциально. Эту формулу, равно как и другие предложенные ранее формулы, можно привести к виду:

$$n = \frac{M_c \cdot C}{K_c \cdot D} \tag{5.10}$$

где $C$ – коэффициент, принимается равным 8/π;

$D$ – диаметр цилиндрического канала.

$$M_c = 4\rho \cdot W_a \cdot W_\tau \cdot R^2 \cdot l\,,\; K_c = \pi\rho W_a^2 R^2 \tag{5.11}$$

Конструктивные параметры, характеризующие интенсивности крутки $n$, как относительное значение входного момента количества движения, выведенные для различных типов завихрителей, представлены в таблице 5.4.

Для геометрически подобных завихрителей характерно равенство конструктивных параметров $n$, что указывает не идентичность аэродинамических характеристик закрученных потоков.

Необходимо учитывать реальную крутку струи, выражаемую параметром:

$$\theta = \frac{M}{K \cdot R} \tag{5.12}$$

где $M$ – момент количества движения; $K$ – количество движения; $R$ – радиус на выходе из завихрителя.

Таблица 5.4 – Конструктивные параметры завихрителей и аэродинамические характеристики создаваемого ими закрученного потока

| Тип завихрителя | Условные обозначения | Конструктивные параметры и среднерасходные режимные характеристики |
|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 |
| А3 | $l$ | $\frac{1}{3} \cdot \frac{d_2^3 - d_1^3}{d_2^2 - d_1^2}$ |
| | $\frac{W_z}{W_a}$ | $\frac{d_2^2}{d_2^2 - d_1^2} \cdot ctg\beta_2$ |
| | $n$ | $\frac{8d_2}{3\pi} \cdot \frac{d_2^3 - d_1^3}{\left(d_2^2 - d_1^2\right)^2} ctg\beta_2$ |

| | | |
|---|---|---|
| АТЗП | $l$<br>$\frac{W_z}{W_a}$<br>$n$ | $\left[r_1^1+\frac{\left(d_{\vert}^{\vert}+2d_1\right)\left(d_1-d_{\vert}^{\vert}\right)}{6\left(d_{\vert}^{\vert}+d_1\right)}\right]cos\beta_2$<br>$\frac{d_1^2}{2h_1\left(d_{\vert}^{\vert}+d_1\right)\sin\left(\beta_2+\frac{\pi}{z}\right)}$<br>$\frac{8d_1\left(d_1^2-d_1d_1^1+d_1^{12}\right)cos\beta_2}{3\pi\left(d_1+d_{\vert}^{\vert}\right)^2\sqrt{4h_1^2-\left(d_1-d_1^{\vert}\right)^2\sin\left(\beta_2+\frac{\pi}{z}\right)}}$ |
| АТЗЦ | $l$<br>$\frac{W_z}{W_a}$<br>$n$ | $\left[r_2^1+\frac{\left(d_2^1+d_2\right)\left(d_2-d_2^1\right)}{6\left(d_2^1+d_2\right)}\right]cos\beta_2$<br>$\frac{d_2^2}{2h_1\left(d_2^{\vert}+d_2\right)\sin\left(\beta_2+\frac{\pi}{z}\right)}$<br>$\frac{8d_1\left(d_2^2-d_2d_2^1+d_2^{12}\right)cos\beta_2}{3\pi\left(d_2+d_2^{\vert}\right)^2\sqrt{4h_1^2-\left(d_2-d_2^{\vert}\right)^2}\sin\left(\beta_2+\frac{\pi}{z}\right)}$ |
| ТЛЗП | $l$<br>$\frac{W_z}{W_a}$<br>$n$ | $0{,}5d_1\cdot cos\beta_2$<br>$\frac{\pi d_1^2}{4h_1\cdot z\cdot\varepsilon}$<br>$\frac{d_1^2\cdot cos\beta_2}{h_1\cdot z\cdot\varepsilon}$ |
| ТЛЗЦ | $l$<br>$\frac{W_z}{W_a}$<br>$n$ | $0{,}5d_2\cdot cos\beta_2$<br>$\frac{\pi d_2^2}{4h_1\cdot z\cdot\varepsilon}$<br>$\frac{d_2^2\cdot cos\beta_2}{h_1\cdot z\cdot\varepsilon}$ |

Экспериментально установлено [49], что значения параметров *n* и θ для завихрителей типа АЗ и АТЗП не сильно отличаются между собой. Реальная крутка потока для завихрителей типа ТЛЗП и ТЛЗЦ, кроме конструктивного параметра n, зависит также и от угла выхода потока из завихрителя $\beta_2$.

Кроме конструктивного параметра *n*, закрученный поток в пылеуловителе характеризуется:

1. степенью неравномерности распределения скоростей

$$\psi=\frac{W_{\max}-W_{\min}}{W_{cp}},\% \qquad (5.13)$$

2. наличием зоны обратных токов;

3. углом подъема потока по спирали $\beta$, который дает косвенную характеристику степени закрученности потока;

4. соотношением аксиальной и тангенциальной составляющих скорости в пристенном слое на границе раздела фаз (газожидкостная пленка), определяющим критические режимы работы сепаратора.

Опыты показывают, что угол наклона лопастей в завихрителях типа ТЛЗП и АТЗ оказывает сильное влияние на структуру потока. Общим для профилей скоростей в завихрителях различного вида является то, что с увеличением интенсивности крутки возрастают значения тангенциальных составляющих скорости.

Увеличение угла наклона лопастей $\beta_2$ или уменьшение угла конусности завихрителя АТЗ приводит к тому, что максимум скоростей при достаточно большой интенсивности крутки перемещается ближе к оси вращения.

Этот факт примечателен тем, что позволяет выбором соответствующего угла наклона лопастей и интенсивности крутки получить практически любые размеры зоны рециркуляции вплоть до ее полного устранения. Это объясняется тем, что в завихрителях типа ТЛЗП и АТЗ выход газа осуществляется не строго тангенциально, а под некоторым углом $\alpha$. При этом можно получить даже такую структуру струи, при которой аксиальные скорости в осевой зоне будут иметь максимальные положительные значения, превышающие среднерасходную скорость более чем в три раза.

При увеличении угла $\gamma$ имеет место переход от завихрителя АТЗ к завихрителю АЗ. При этом зона максимальных скоростей перемещается к периферии. Тангенциальные составляющие скорости при углах $\beta_2$ = 20° и 30° значительно превышают аксиальные, принимая при угле 45° приблизительно одинаковые значения.

В пределах изменения угла $\beta_2$ от 30 до 45° наблюдаются обратные токи в осевой зоне потока. Зона обратных потоков при $\beta_2$=30° достигает (0,5÷0,6) $d$.

Структура потока на небольшом удалении $x$ = 0,2+0,3 от завихрителей типа ТЛЗЦ при всех значениях углов наклона лопастей $\beta_2$ характеризуется наличием мощной зоны обратных токов, практически равной диаметру верхнего диска завихрителя. Поток газа движется в кольцевом канале между корпусом и завихрителем, здесь же расположены зоны максимальных аксиальных и тангенциальных скоростей. Уменьшение угла наклона лопастей на выходе из завихрителя $\beta_2$ приводит к значительному снижению аксиальной скорости в периферийной зоне. Максимальные положительные значения тангенциальной скорости при этом могут принимать значения, превышавшие среднерасходную скорость более чем в четыре раза.

По мере удаления от завихрителя происходит перераспределение аксиальных скоростей по сечению канала, и на расстоянии $x$ = 0,8+1,0 зона обратных токов исчезает.

Тангенциальные скорости перераспределяются более медленно; на значительном удалении от завихрителя $x \geq 3D$ они продолжают сохранять большие значения $W_\tau = 4 \div 4{,}5$.

Анализ экспериментальных данных [33] показывает, что центральная труба не влияет существенным образом на аэродинамические характеристики потока, если ее относительные размеры не превышают диаметр цилиндрического канала в соотношении $d_0/D \leq 0{,}5$. При $d_0/D \geq 0{,}5$. аэродинамическая структура потока претерпевает уже серьезные изменения, приводящие к более равномерному распределению скоростей в кольцевом сечении корпуса.

Сильное влияние на аэродинамическую структуру потока приводит к уменьшению оптимального диаметра выходного патрубка $d_3/D$. Пережим потока, повышая гидравлическое сопротивление на пути его движения, способствует выравниванию скоростного поля и резкому сокращению зоны отрицательных потоков. Выполнение выходного патрубка в виде конического диффузора приводит к расширению зоны обратных токов, однако неравномерность распределения скоростей в выходном патрубке не только не повышается, но, наоборот, несколько снижается. Отрыв потока от стенок диффузора в испытанном диапазоне углов раскрытия $2\alpha \leq 85°$ происходит только при низких значениях интенсивности крутки $n \leq 0{,}35$.

Для двухфазного потока существенное влияние на аэродинамическую структуру потока оказывает величина относительной нагрузки по жидкости *m=L/G*, кг/кг. При этом *m* практически не влияет на распределение осевой, но значительно уменьшает среднюю величину тангенциальных скоростей. Форма профилей $W_\tau = f(R)$ при этом остается идентичной [134].

Рассмотрены конструктивные параметры интенсивности крутки *n*, полученные для различных типов завихрителей. Для характеристики интенсивности крутки воздушного потока, создаваемой различными завихрителями, предложено использовать среднерасходные значения скорости потока, определяемые по геометрическим характеристикам аппарата.

Анализ известных конструкций вихревых контактных устройств позволил выявить основные факторы (нагрузка по жидкой фазе, пережим и отрыв потока, размеры выходного патрубка), оказывающие влияние на аэродинамическую структуру потока.

## 5.3 Экспериментальное исследование влияния режимно-конструктивных параметров на степень очистки газа и гидравлическое сопротивление

Большинство известных методов расчета и проектирования вихревых аппаратов для проведения процессов сепарации основываются на методах лабораторного моделирования и теории подобия. Такой подход существенно сужает возможности проектировщиков при выборе конструктивных и режимных параметров газоочистных аппаратов, требует значительных экспериментальных затрат, занимает много времени и не всегда может гарантировать необходимый уровень точности расчетов.

Структура потоков в вихревых аппаратах, их показатели работы (эффективность проведения тепло и массообменных процессов, гидравлическое сопротивление и др.) определяются конструкцией и размерами вихревых аппаратов, и режимами их работы.

Методы расчета, основывающиеся на математических моделях, ускоряют процесс разработки и проектирования вихревых аппаратов, выбора его рациональной конструкции, предназначенной для решения заданной технологической задачи.

В любых вихревых аппаратах потери давления считаются одной из основных характеристик, знание которой необходимо для выбора тягодутьевых устройств, оценивания эффективности энергозатрат, сравнения различных способов проведения тепло и массообменных процессов, конструирования аппаратов, их элементов и систем.

Потери давления в вихревых аппаратах складываются из потерь: во входных патрубках; в завихрителях; на трение в сепарационной камере и бункере аппарата; при входе газа в выхлопной патрубок и в нем; дополнительных потерь на трение в газоходе.

При этом преобладающими будут потери в завихрителе и на выходе. Этот факт подтверждается результатами испытаний вихревых аппаратов [7, 16, 18] с различной относительной высотой вихревой камеры.

Потери давления в завихрителе зависят от его геометрических характеристик и степени закрутки газа. Потери на выходе газа зависят от закрутки в вихревой зоне и степени пережима потока на выходе из аппарата.

Была разработана экспериментальная установка (рисунок 5.9). Методика проведения эксперимента аналогична описанной в главе 3. Целью экспериментальных исследований было определение влияния конструктивных параметров завихрителя, удельного орошения, режимов работы аппарата на гидравлическое сопротивление и аэродинамику газожидкостного потока.

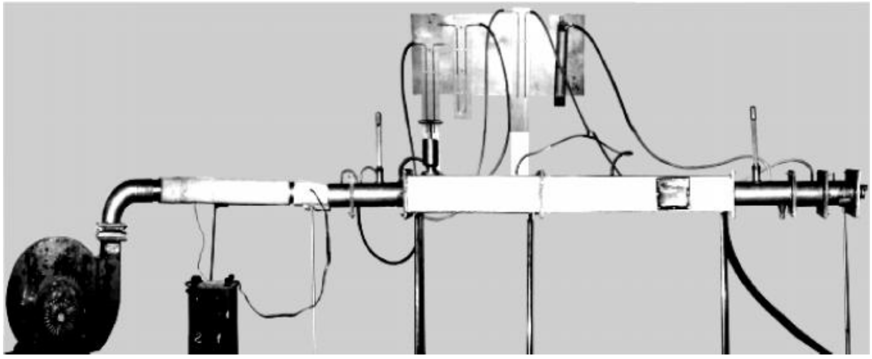


Рисунок 5.9 – Экспериментальная установка "БВА"

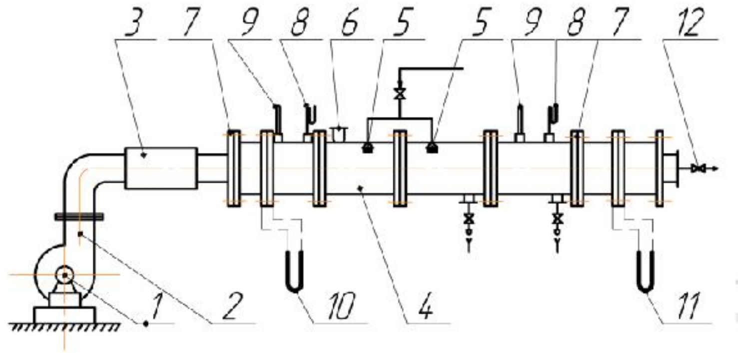



Рисунок 5.10 – Схема экспериментальной установки:
1 – электродвигатель; 2 – вентилятор; 3 – калорифер; 4 – вихревая камера;
5 – центробежные форсунки; 6 – бункер пыли; 7 – диафрагмы; 8,10 – дифманометры;
9 – термометр; 11 – фильтр; 12 – вентиль

Были выполнены исследования по определению расхода и запыленности газового потока, замеры потерь давления и отбор проб для расчета дисперсного состава пыли. Измерения в потоках взвесей могут осуществляться одним из двух основных способов:

1) свойства газодисперсного потока исследуются с помощью соответствующего зонда, вводимого в поток;

2) газовая фаза отбирается и исследуется в приборах, расположенных вне установки.

Первый способ наиболее удобен при измерении температуры газодисперсного потока, однако для более глубоких исследований (химический анализ, нахождение диаметра частиц) как правило, используется отбор проб. В случае правильного отбора проб необходимые операции (в частности, определение размеров частиц [36]) выполняются обычным способом. Методы измерений с отбором проб являются очень распространенными. На показания зондов, вводимых в поток, влияют как частицы, так и газ. Этот недостаток характерен всем традиционным измерительным устройствам, так как выделить влияние каждой из фаз затруднительно. Корректный отбор твердых частиц [49] в отдельных случаях также затруднителен.

Запыленность газодисперсной смеси определялась методом внешней фильтрации. Для соблюдения условий изокинетичности отбора проб посредством пневмометрической трубки МИОТ делали предварительные замеры скорости движения газа в газоходе. При этом учитывалось, чтобы зонд отбора проб был правильно установлен по отношению к току взвеси, что предотвращает забивание отверстия частицами пыли.

Следует отметить, что в точных экспериментальных исследованиях необходимо использовать пробоотборные трубки малого сечения. Хотя может показаться, что отбор через трубки малого размера затруднителен из-за возможности их забивания, опыт работы показывает, что успешный отбор осуществляется легко. Это объясняется возникновением сил Магнуса, удаляющих частицы от стенок трубки. Таким образом, нецелесообразно увеличивать сечение отборной трубки, являющейся продолжением головки зонда. Кроме того, скорость в пробоотборной трубке должна соответствовать истинной скорости движения анализируемого газа. Это условие не распространяется на очень мелкие частицы, или на достаточно крупные частицы, которые не следуют линиям тока газа перед зондом. В последнем случае всегда точно будет определяться массовый расход твердых частиц. Наоборот, при очень мелких частицах точно измеряется концентрация частиц.

В процессе эксперимента каждый фильтр взвешивали до и после замера с помощью аналитических весов. Запыленность газа *z*, г/м$^3$ определяли по увеличению веса фильтра Δ*m* по формуле

$$z = 1000(\Delta m + m)/(Q \cdot t)$$

где *Q* – расход газа, м$^3$/с;

*m* – масса пыли, осевшей за время отбора в пробозаборной трубке, г;

*t* – время пробоотбора, с.

Расход газа *Q* (в м$^3$/с) вычисляли по формуле:

$$Q = \upsilon \cdot S,$$

где *υ* – скорость газового потока в месте отбора проб, м/с;

*S* – площадь поперечного сечения газохода, м$^2$.

Скорость газового потока рассчитывалась по динамическому давлению

$$\upsilon = \sqrt{\frac{2P_\partial}{\rho}},$$

где $P_\partial$ – динамическое давление, Па;

$\rho$ – плотность газа, кг/м$^3$.

Измерение гидравлического сопротивления реализовывалось с помощью пневмометрических трубок, характеристики которых подробно рассмотрены Буевич Ю.А. [194]. На входе в трубку измеряемое давление $P_\partial$

$$P_\partial = \frac{\rho\upsilon^2}{2} + P + \Delta P$$

где $P$ – величина статического давления газа, $\Delta P$ – величина давления в трубке зонда, обусловленное торможением частиц в этой зоне. Эта величина может быть пренебрежимо малой, если наружный диаметр зонда также мал. Следовательно, при соответствующем расположении зонда для измерния давления на входе в зонд возможно достаточно точно измерить давление торможения газовой фазы. Отверстие для отбора давления допускается достаточно большим и легче может быть расположено вблизи среза трубки.

Обработка результатов экспериментов производилась статистическими методами [51]: за окончательный результат были взяты среднеарифметические значения трех опытов. В отдельных случаях необходимо учитесть адгезию частиц на внутреннюю поверхность устройств отбора. Этому явлению не подвергаются только крупные частицы, а погрешность, обусловленная адгезией, наиболее заметна в пробе при незначительной расходной концентрации частиц. Это объясняется тем, что скорость стабилизации толщины слоя частиц при равновесных условиях зависит от условия течения отложений частиц в устройстве отбора. Таким образом, при одинаковой скорости отбора поток плотной взвеси станет независимым от влияния адгезии раньше, чем поток разреженной взвеси. Однако, во всех случаях этот источник погрешности можно полностью исключить, производя сравнение последовательно взятых проб. Указанный эффект нельзя учесть коррекцией данных, так как имеет значение механизм коагуляции. В исследовании [51] этот эффект был исключен путем непрерывной аспирации взвеси. Исследуемые пробы с пометкой времени отбора направлялись в отдельный фильтрующий блок с короткой подводящей трубой. Этот блок включался в контур, когда это требовалось.

Погрешность, вызываемая адгезией, проявляется следующим образом:

1) общее содержание частиц в аэрозоле может оказаться заниженным;

2) мелкие частицы легче слипаются со стенками, чем крупные. Следовательно, в измеряемом диапазоне возникнет тенденция к завышению доли крупных частиц

Также исследовались влияние места установки завихрителя и угла наклона его лопастей на эффективность очистки газа. Исследования проводились при скорости газодисперсного потока от 15 до 40 м/с, количество лопаток завихрителя – 4 с наклоном в диапазоне 25$^{o}$…65$^{o}$. Эффективность очистки газа при этом составила 20…80%.

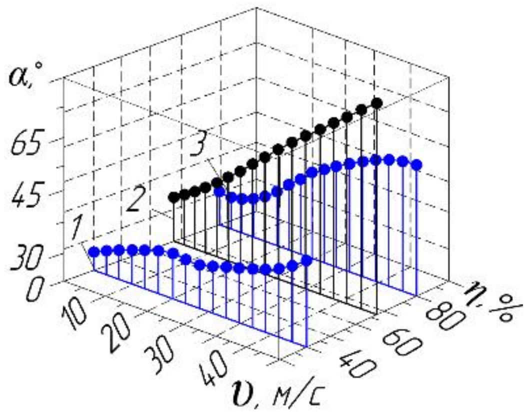


Рисунок 5.11 – Зависимость степени очистки газа (η) от угла наклона лопастей завихрителя и скорости (3 профиля)

Наибольшее значение эффективности очистки газа (до 80%) достигается при наклоне лопаток завихрителя на угол 40$^{o}$ …45$^{o}$ и скорости пылевоздушного потока 25 м/с. С точки зрения расхода энергии, за оптимальное значение угла наклона лопаток можно принять 45$^{o}$, несмотря на относительно высокую степень очистки при значении угла в 35$^{o}$. Это объясняется ростом величины гидравлического сопротивления, которое опережает рост эффективность очистки газа и составляет 800 Па при значении угла в 35$^{o}$ и 550 Па для угла наклона лопаток 45$^{o}$.

В результате исследований была установлена зависимость гидравлического сопротивления БВА от скорости газодисперсного потока. Как видно из рисунка 5.12 с ростом скорости газодисперсного потока до 27 м/с степень очистки повышается до 78 %. Последующее увеличение скорости в диапазоне от 30 м/с до 40 м/с сопровождается понижением эффективности сепарации до 63%.

Одновременно с увеличением скорости газодисперсного потока повышается и гидравлическое сопротивление аппарата от 578 до 1425 Па. Оптимальный результат можно видеть при скорости 25 м/с, в этом случае эффективность очистки составляет 78%, при потерях напора не более 1200 Па. По фракционному КПД $\eta_ф$ были определены размеры дисперсных частиц, наиболее эффективно улавливаемых аппаратом.

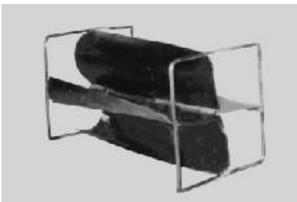

**Рисунок 5.12** – Зависимость эффективности газоочистки η и потерь давления (ΔP) от входной скорости газового потока

Общую эффективность газоочистки предложено рассчитывать по формуле:

$$\eta = \Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{x} e^{\frac{-y^2}{2}} \cdot dy \,, \tag{5.14}$$

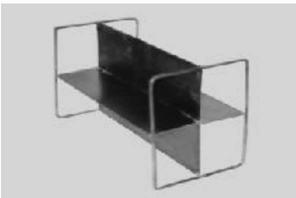
где

$$x = \frac{\lg \delta_{50} - \lg \delta_{\eta=50}}{\sqrt{\lg^2 \sigma + \lg^2 \sigma_\eta}} \,, \tag{5.15}$$

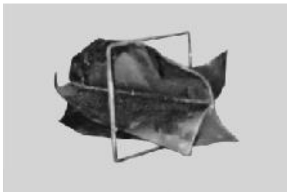


Параболический профиль

Синусоидальный профиль



Прямой профиль



Гиперболический профиль

**Рисунок 5.13** – Исследуемые типы лопастей завихрителя

Для ряда геометрически подобных вихревых аппаратов зависимость параметра распределения $\delta_{\eta\text{-}50}$ от режимных характеристик имеет вид

$$\delta_{\eta=50} = \delta'_{\eta=50} \cdot \sqrt{\frac{\nu' \cdot D \cdot \rho'_ч \cdot \mu}{\nu \cdot D' \cdot \rho_ч \cdot \mu'}}\,, \tag{5.16}$$

где $\delta'_{\eta\text{-}50}$ – диаметр частиц, улавливаемых на 50%;

$\delta_{\eta\text{-}50}$ – новое значение диаметра частиц.

Коэффициент гидравлического сопротивления ξ с учетом различных конструктивных вариантов завихрителя и параметра закрутки *K*, представлен графически на рисунках 5.14 и 5.15. Подтверждено предположение, что наиболее оптимальным по энергозатратам и эффективности сепарации является завихритель параболического профиля. При коэффициенте закрутки *K*= 0,6 он обеспечивает потери напора до 500Па и эффективность очистки 77% .

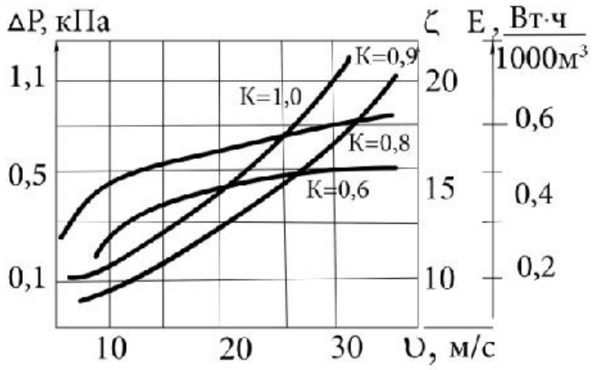



Рисунок 5.14 – Зависимость гидравлического сопротивления и энергозатрат на газоочистку от параметра закрутки и скорости

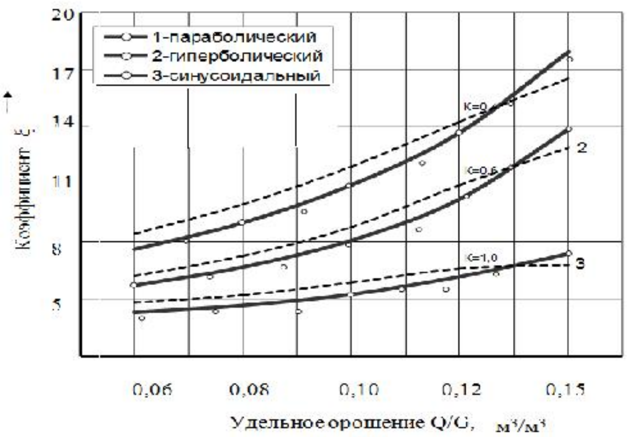



Рисунок 5.15 – Зависимость гидравлического сопротивления от параметра закрутки и удельного орошения

Параметр $K_г$, характеризующийся по своему физическому смыслу относительным моментом количества движения, определяется по формуле:

$$K_Г = \frac{32}{\circledR^2} \cdot \frac{g_{..}}{g_x} \cdot \frac{L}{D} \tag{5.17}$$

Поскольку геометрически подобные завихрители с одинаковым $K_г$, но различным профилем лопастей не всегда формируют идентичные поля течения, то геометрический коэффициент закрутки $K_г$ не всегда будет равен истинному коэффициенту закрутки *K*. В этом случае целесообразно принимать соотношение: $K=1{,}4\cdot K_г^{0,72}$.

## Анализ гидрогазодинамики дисперсной фазы

Модель процесса сепарации базируется на традиционном лагранжевом подходе, заключающемся в пофракционном расчете предельных траекторий, разграничивающих выходные потоки частиц узких фракций. Рассматриваются, как правило, газовзвеси небольших концентраций, в которых частицы практически не взаимодействуют между собой и не вносят значительных возмущений в движение газовой фазы. В силу осевой симметрии и малости осевых градиентов давления предполагается, что в осевом и окружном направлениях скорости частицы среды совпадают, а в радиальном направлении движение частиц определяется воздействием силы инерции, выталкивающей силы и силы радиального сноса.

Для БВА можно сохранить ту же модель, что и для газопромывателя (глава 2) с отличием в выражении для тангенциальной скорости газодисперсного потока, которая определяется не угловой скоростью вращения ротора, а закруткой потока является множитель tg α. Расчет выполняется по аналогичной схеме: рассчитывается критическая траектория частиц размера $d_p$, достигающих своего равновесного радиуса в точке пересечения с оболочкой нулевых вертикальных скоростей газа. Все частицы данного размера, двигающиеся ниже или выше критической траектории, либо сепарируются, либо выносятся соответственно через выхлопную трубу.

Таким образом, эффективность газоочистки оценивается по критическим траекториям для частиц всех заданных фракций.

Разработанная модель апробирована при расчете эффективности сепарации газовзвесей в БВА различных модификаций.

Максимальное относительное расхождение экспериментальных и расчетных значений эффективности разделения η не превысило 12%, что приемлемо для технических расчетов.

Сопоставление с экспериментом проведено в следующих интервалах конструктивных и режимных факторов:

$D = 16 \div 100 мм$, $\Delta = 0{,}392 \div 0{,}720$,

$c_{вх} = 0 \div 1\%$ $p_{рх} = 1150 \div 3200 \frac{кг}{м^3}$,

$d_{50} = 3{,}4 \div 3200 мкм$,

$p_{вх} = 0{,}1 \div 0{,}4 МПа(вода)$,

$p_{вх} = 500 \div 1400 Па(воздух)$,

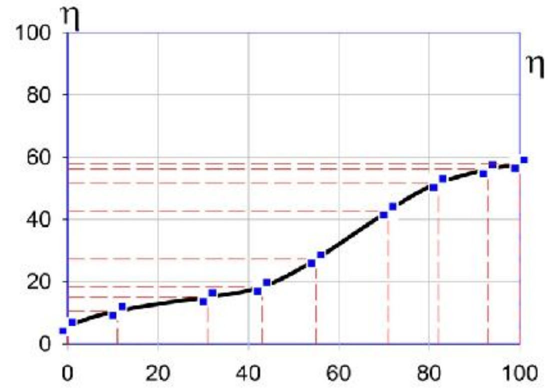



Рисунок 5.17 - Сопоставление величины степени очистки η, % по модели с величиной степени очистки, полученной экспериментально

## Расчет гидравлического сопротивления контактных устройств

Гидравлическое сопротивление обычно представляют в виде суммы или произведения двух составляющих:

$$\Delta P = \Delta P_{сух} + \Delta P_{г+ж}$$

Гидравлическое сопротивление "сухого" аппарата $\Delta P_{сух}$ определяется потерями энергии на внезапную смену направления и границ потока, что обычно рассматривают как местное сопротивление, потерями энергии на трение о стенки аппарата и потерями энергии на выходе из патрубка. В общем виде гидравлическое сопротивление "сухого" аппарата можно записать как сумму двух слагаемых:

$$\Delta P_{сух} = \Delta P_{v} + \Delta P_{вых} = \frac{\rho W_{ср}^{2}}{2}(\zeta_{v} + \zeta_{вых}) \quad (5.18)$$

где $\Delta P_{v}$ – сумма потерь непосредственно в завихрителе;

$\Delta P_{вых}$ – потери на пережим потока при выходе из аппарата.

Гидравлическое сопротивление газожидкостного слоя $\Delta P_{г+ж}$ характеризуется количеством орошаюшей жидкости методом ее отвода. Влияние химических свойств жидкости не учитывается, так как энергетические затраты на ее дробление малы по сравнению с общими потерями энергии.

Рассмотрим методы расчета гидравлического сопротивления центробежных аппаратов с лопастными завихрителями.

Поскольку гидравлическое сопротивление таких устройств в значительной степени определяется конструктивными особенностями завихрителей, целесообразно рассмотреть вопросы гидравлического сопротивления, взяв за основу принятую ранее классификацию.

### Центробежные пылеуловители с осевыми завихрителями типа А3

Для расчета гидравлического сопротивления $\Delta P_v$, наибольший интерес представляют зависимости, учитывающие воздействие геометрических характеристик завихрителей.

В работе [102] гидравлическое сопротивление аппарата с винтовым завихрителем предлагается рассчитывать по измененному для винтового потока уравнению Дарси:

$$\Delta P_v = \frac{\rho W_{cp}^2}{2} \cdot \frac{h_1}{d_{экв} \cdot \sin^3 \beta_2}, \qquad (5.19)$$

где $h_1$ – высота завихрителя, м;

$W_{ср}$ – аксиальная среднерасходная скорость в кольцевом канале, м/с;

$d_{экв}=4F/П$ – эквивалентный диаметр винтового канала, м;

$F$ – площадь свободного сечения винтового канала;

$П$ – периметр, равный сумме сторон трапеции, м;

$\beta_2$ – угол наклона винтовой направляющей к горизонту, взятый по среднему диаметру кольцевого зазора, рад.

В работе [109], в которой представлены результаты исследований винтовых завихрителей в широком диапазоне измерения высоты винта, показано, что зависимость

$$\Delta P = f\left(\bar{h}_1\right) \quad \bar{h}_1 = \frac{h_1}{l} \quad l = \frac{2S}{Z}$$

где $h_1$ – относительная высота завихрителя;

$l$ – минимальная высота завихрителя, при которой достигается перекрытие осевого потока лопастями) имеет минимум при $\hat{h}$=2, а при $\hat{h}_1$ ≥2 гидравлическое сопротивление завихрителя практически не изменяется. В соответствии с полученными экспериментальными данными, оптимальную высоту завихрителя предлагается принимать равной ĥ=(2÷2,5)*l*, а гидравлическое сопротивление рассчитывать по формуле

$$\Delta P_v = \frac{\rho W_{cp}^2}{2} \cdot \frac{\left(r_2^2 + r_1^2\right)\left[\pi\left(r_2^2 - r_3^2\right)\right]^2}{16\left[\pi\left(r_2^2 - r_1^2\right) - z\delta\left(r_2 - r_1\right)\right]\sin^2\beta}, \tag{5.20}$$

где $r_3$ – радиус центральной трубы, м;

$\delta$ – толщина лопасти, м;

$W_{\text{ср}}$ – среднерасходная скорость в сепарационной зоне, м/с.

Данные работ [80, 100] по гидравлическому сопротивлению в трубах с ленточными завихрителями обобщены Щукиным в работе [103] в виде зависимости

$$\zeta\left(\frac{D}{d}\right)^n = f\left[\text{Re}, \left(\frac{d}{D}\right)^2\right] \tag{5.21}$$

где $D$ – диаметр кривизны осевой линии канала;

$$\frac{D}{d} = 0{,}5 + \frac{8}{\pi^2}\left(\frac{S}{d}\right)^2 \tag{5.22}$$

где $S$ – шаг ленты;

$d$ – диаметр трубы.

При турбулентном режиме течения для $S/D$=2,65÷1,3 получена формула

$$\zeta = \frac{0{,}705}{\text{Re}^{0{,}28}}\left(\frac{d}{D}\right)^{0{,}09} + 0{,}009\left(\frac{d}{D}\right)^{0{,}65} \tag{5.23}$$

Она справедлива при $\text{Re} \le 5{,}9 \cdot 10^4$. В основном диапазоне изменения $S/D \le 1{,}75$. Отклонение опытных данных от расчетных не превышает 5%.

При $S/D$=1,8÷2,5 получена зависимость

$$\zeta = \frac{4{,}72}{\text{Re}^{0{,}35}}\left(\frac{d}{D}\right)^{0{,}74} \tag{5.24}$$

Эта формула справедлива при $Re(S/D)^2 = 260 \div 6 \cdot 10^3$.

Для турбулентного режима при $Re_Г \leq 5{,}5 \cdot 10^3$ для завихрителей с плоскими лопастями:

$$\Delta P_v = 18{,}7 \rho W_{pl}^2 \, Re_g^{-0{,}25} F_{pl} \qquad (5.25)$$

$$Re_Г = \frac{W_{pl} \cdot d_{экв} \cdot \rho}{\mu};$$

где $d_{экв}$ – эквивалентный диаметр щелей, м;

$W_{pl}$ – средняя скорость газа в щелях между пластинами, м/с;

$F_{pl}$ –площадь живого сечения завихрителя, ед.

В области развитой турбулентности $Re_г \geq 5{,}5 \cdot 10^3$ гидравлическое сопротивление завихрителей определяется соответственно по формулам:

$$\Delta P_V = 1{,}4 \rho W_{pl}^2 \text{ (плоские лопасти)} \qquad (5.26)$$

$$\Delta P_V = 0{,}9 \rho W_{pl}^2 \text{ (спиральные лопасти)}$$

**Центробежные пылеуловители с цилиндрическими завихрителями типа ТЛЗП**

Центробежные аппараты с завихрителями типа ТЛЗП наиболее полно исследованы в связи с использованием закрученных потоков в процессах тепло- и массопереноса [57].

Исследуя сепарационные элементы тангенциальными лопаточными завихрителями, автор работы [104] считает наиболее целесообразным определение $\zeta_v$ производить по формуле

$$\zeta_V = \exp\left(4{,}23 - 2{,}345 \frac{F_{pl}}{F}\right), \qquad (5.27)$$

где $F_{pl}$ – суммарная площадь щелей на выходе из завихрителя, м$^2$;

$F$ – площадь корпуса пылеуловителя, м$^2$.

Оценка влияния отдельных конструктивных параметров и выбор наилучшего варианта завихрителя могут быть произведены по эмпирическому уравнению:

$$\zeta_v = 3{,}1 \alpha^{0{,}7} \left(\frac{B}{\varepsilon}\right)^{1{,}54} \left(\frac{h_1}{D}\right)^{-1{,}48} \qquad (5.28)$$

где α – угол на вход в завихритель между соседними пластинами, град;

$B$ – ширина пластин, м;

ε – минимальное расстояние между пластинами на выходе из завихрителя, м.

Коэффициент сопротивления $\zeta_v$ в двух последних формулах относится к среднерасходной скорости в сечении аппарата.

**Центробежные пылеуловители с цилиндрическими завихрителями типа ТЛЗЦ**

Цилиндрический завихритель с центральным вводом потока в пределах при z=0 представляет собой насадок. Он нашел применение для улавливания капель и распределения вентиляционного воздуха в помещениях [128].

Установлено, что изменение относительного расстояния между диском и выходной кромкой цилиндрического канала $\hat{h}=h_1/d_1$ влияет на структуру индуцируемого поля скоростей и гидравлического сопротивления насадка лишь в диапазоне $\hat{h}\leq 0{,}7\div0{,}8$.

При $\hat{h}\geq 0{,}7\div0{,}8$ коэффициент сопротивления, подсчитанный по скорости в сечении трубы, составляет $\zeta_v=1$, и, следовательно, диск, поставленный поперек вытекающего потока, не вызывает дополнительных потерь по сравнению с открытой трубой.

Аналогичные зависимости $\zeta_v=f(h_1)$ получены и для закрученной струи, вытекающей в неограниченное или ограниченное пространство [234]. При увеличении $h_1$ до 0,6÷0,7 величина $\zeta_v$ завихрителя резко снижается, а затем, при дальнейшем увеличении $h_1$ практически остается постоянной.

Влияние относительных диаметров входа в завихритель $d'_1=d_1/D$ и диска $d'_2= d_2/D$ на гидравлическое сопротивление пылеуловителя противоположно и определяется уравнением

$$\zeta=\frac{0{,}025}{\bar{d}_1^8}+\frac{30{,}5\bar{d}_2^4}{\bar{d}_1} \quad (5.29)$$

Поэтому у функции $\zeta_v=f(d'_1, d'_2)$ существует экстремум, определяющий оптимальное отношение

$$\bar{d}_{1.опт} = 0{,}573 \cdot m^{-0{,}364} \qquad (5.30)$$

где $m = d'_2/d_1$.

Угол $\beta_1$ установки лопастей на входе потока в завихритель оказывает влияние на гидравлическое сопротивления пылеуловителя только при значениях $\beta_1 \le 50^0$, которое следует принимать в качестве оптимального [134].

В результате обработки экспериментальных данных, полученных авторами в стендовых и промышленных условиях, для расчета гидравлического сопротивления пылеуловителя с завихрителем типа ТЛЗЦ предложено уравнение

$$\zeta_v = 3{,}54\left(\frac{0{,}025}{\bar{d}_1^8} + \frac{30{,}5 \cdot \bar{d}_2^4}{\bar{d}_1}\right) \cdot \cos^{10}\beta_2\,, \qquad (5.31)$$

которое справедливо при

$$0{,}425 \le \bar{d}_1 \le 0{,}7\,;\ 0{,}4 \le \bar{d}_2 \le 0{,}8\,;\ \beta_1 \ge 50^\circ;\ 0 \le \beta_2 \le 15^\circ;\ \bar{h}_1 \ge 0{,}73\,.$$

## Центробежные пылеуловители с коническими завихрителями типа АТЗП и АТЗЦ

Гидравлические характеристики конических завихрителей типа АТЗП наиболее полно исследованы при разработке высокоэкономичных прямоточных циклонов [194].

Исследованиями установлено, что увеличение количества лопастей завихрителя $z$ при $F_{pl}=const$ приводит к падению $\zeta_v$ независимо от их формы. Характер зависимости $\zeta_v$ =f(z) объясняется плавным формированием крутки потока и уменьшение потерь на «удар». С увеличением числа лопастей значительно уменьшается степень поджатия отдельных струй, их длина и угол поворота, а также стабилизируется ось вращения.

Увеличение суммарной площади щелей приводит к падению $\zeta_v$, что является совершенно естественным, поскольку при этом уменьшается входная скорость. При $F_{pl}=const$, $z=const$ с уменьшением относительного диаметра диска $d'_2 = d_2/D$ функция $\zeta_v = f(d'_2)$ изменяется по гиперболической зависимости, что объясняется изменением распределения тангенциальной скорости по радиусу при стремлении $W_t$ к постоянной величине.

Увеличение высоты завихрителя при постоянных значениях не влияет на $\zeta_v$.

Коэффициент гидравлического сопротивления аппаратов с коническими завихрителями может быть рассчитан по уравнению

$$\zeta_v = 8{,}5\frac{z^{0,4}\cdot\sqrt{\bar{d}_2'}}{\bar{F}_{pl}'^{2}} \qquad (5.32)$$

которое справедливо при

$$\mathrm{Re} \geq 9\cdot 10^4;\ z = 1 \div 8;\ \bar{d}_2' = 0{,}05 \div 0{,}8;\ \bar{F}_{pl}' = 0{,}2 \div 1{,}0.$$

Попытка обобщить экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению различных типов завихрителей была предпринята Х.О. Нурсте [239]. Исследуя горелочные устройства с завихрителями типа АЗ, ТЛЗП, улиточным и тангенциальным подводом воздуха, автор установил, что гидравлическое сопротивление для всех типов завихрителей определяется соотношением площадей $F/F_{out}$ и расстоянием от центра тяжести площади $F_{out}$ до оси канала $R_{out}$. Для лопастных завихрителей существенное влияние оказывает также угол выхода потока $\beta_2$, так что общее выражение зависимости гидравлического сопротивления разных типов завихрителей от конструктивных параметров может быть представлено в виде:

$$\zeta_v = f\left(\frac{F}{F_{out}};\frac{R_{out}}{R};\beta_2\right) \qquad (5.33)$$

Из параметров в правой части можно составить комплекс, означающий расчетный безразмерный момент количества движения на выходе из завихрителя:

$$\bar{M}_{out} = \frac{M_{out}}{\pi\rho W_a^2 R^3} = \frac{F}{F_{out}}\cdot\frac{R_{out}}{R}\cdot\sin\beta_2 \qquad (5.34)$$

который по смыслу и содержанию аналогичен используемой в работах Ахмедова Р.Б. величине $n$ [80] и известному параметру Россби. Значения же $M_{out}$ при вычислениях получаются несколько отличными от них.

На основании теории идеальной центробежной форсунки и полученных экспериментальных данных Н.О. Нурсте предлагает рассчитывать гидравлическое сопротивление завихрителей по уравнению

$$\zeta_v = \varepsilon_c \mu^{-2} \tag{5.35}$$

где μ – коэффициент истечения завихрителя, равный

$$\mu = \left[\left(\frac{F}{F_{out}} - 1\right)^2 \sin^2\beta_2 + \frac{2-\psi}{\psi^3}\right]^{-0,5} \tag{5.36}$$

$\varepsilon_c$ – поправочный коэффициент, принимаемый одинаковым для завихрителей ТЛЗП и АЗ $\varepsilon_c$=1,1.

Коэффициент ψ рассчитывается из условия максимального расхода при данном давлении $P_{out}$, т.е. из условия d μ /$d$ ψ =0:

$$\frac{1-\psi}{\sqrt{\frac{\psi^3}{2}}} = \frac{F}{F_{out}} \cdot \frac{R_{out}}{R} \sin\beta_2 \tag{5.37}$$

Гидравлическое сопротивление выходного патрубка $\Delta P_{вых}$, выполненного в виде плоской диафрагмы и цилиндрического или конического отбойника, определяется в основном относительным диаметром пережима $d_3$ и с достаточной степенью точности может быть рассчитано по уравнению

$$\Delta P_{вых} = 1{,}45\rho W_{ср}^2 \cdot \bar{d}_3^{-2,94} \tag{5.38}$$

Для пылеуловителей с противоточным отводом пленки жидкости в сепарационной зоне при $\acute{L}$=$L/G$≤2 гидравлическое сопротивление остается постоянным и практически не зависит от нагрузок по жидкости. При последующем повышении $\acute{L}$ сопротивление начинает расти. Установлено, что при незначительных значениях $\acute{L}$≈0,5÷1,0, гидравлическое сопротивление в орошаемом аппарате даже ниже сухого, однако с ростом относительной нагрузки по жидкости, гидравлическое сопротивление приближается к сопротивлению сухого аппарата и при *Ĺ* ≥2 начинает превосходить его.

Этот факт может быть объяснен интенсивным изменением профиля осевой и тангенциальной скорости потока, а также гашением турбулентных пульсаций газа.

При *Ĺ*≥2 значения коэффициента гидравлического сопротивления пылеуловителей равны:

– для пылеуловителей с осевыми завихрителями с плоскими лопастями

$$\zeta_{0v} = 2{,}44\left(\frac{L}{G}\right)^{0,2};$$

– для пылеуловителей с осевыми завихрителями со спиральными лопастями $\zeta_{0v} = 1{,}56\left(\frac{L}{G}\right)^{0,2};$

– для пылеуловителей с цилиндрическими завихрителями типа ТЛЗП

$$\zeta_{0v} = 5{,}2\left(\frac{L}{G}\right)^{0,4}.$$

Коэффициент сопротивления $\zeta_v$ относится к скорости воздуха в свободном сечении завихрителей.

При отводе жидкости в нижней части корпуса пылеуловителя, снижение гидравлического сопротивления орошаемого аппарата происходит до тех пор, пока соблюдается условие *Ĺ*≤0,5÷0,6.

При *Ĺ*≥0,6 величина $\zeta_v$ возрастает пропорционально росту этого отношения за счет увеличения затрат на транспортировку жидкости.

Коэффициенты гидравлического сопротивления для такого типа пылеуловителей могут быть рассчитаны по уравнениям:

– для пылеуловителей с двухзаходными осевыми завихрителями при $\mathrm{Re}_g > 20000$, $\frac{S}{d} = 1$

$$\zeta_{0v} = 8{,}6\,\mathrm{Re}_l^{0,17} \text{ при } \mathrm{Re}_l \le 1700;$$

$$\zeta_{0v} = 0{,}8\,\mathrm{Re}_l^{0,45} \text{ при } \mathrm{Re}_l \ge 1700;$$

– для пылеуловителей с цилиндрическими завихрителями типа ТЛЗП при *Ĺ*≤0,6

$$\zeta_{0v} = 5{,}2\left(\frac{F_{pl}}{F}\right)^{-1{,}4} \cdot \left(10\frac{L}{G+L}\right)^{-0{,}08} \qquad (5.39)$$

при $\acute{L}$ ≥0,6

$$\zeta_{0v} = 0{,}904\frac{L}{G} + 8{,}2\,.$$

Приведенные уравнения справедливы при $F_{pl}/F$=0,4÷1,2 и $Re_g \geq 2\cdot10^4$; коэффициенты сопротивления отнесены к среднерасходной скорости в сепарационной зоне.

В случае нисходящего вихревого движения фаз собственный вес жидкости способствует спрямлению крутки и уменьшению величины абсолютной скорости при постоянной осевой. Спрямление крутки сказывается существенно при малых скоростях газа, значительных нагрузках по жидкости и слабой закрутке. Разница в гидравлическом сопротивлении пылеуловителей с восходящим и нисходящим потоком снижается с ростом скорости газа и при значениях $Re_g \geq 30000$ стремится к нулю [160].

Для пылеуловителей с двухзаходными осевыми завихрителями при

$$\mathrm{Re}_g > 17800 \quad \frac{S}{D} = 1$$

коэффициенты гидравлического сопротивления определяются уравнениями:

$$\zeta_{0v} = 7{,}2\,\mathrm{Re}_l^{0{,}16} \text{ при } \mathrm{Re}_l < 1200;$$

$$\zeta_{0v} = 0{,}676\,\mathrm{Re}_l^{0{,}5} \text{ при } \mathrm{Re}_l > 1200;$$

Для пылеуловителей с коническими завихрителями предложено [152] уравнение

$$\Delta P = 9{,}8\cdot\rho_g\cdot W_{cp}^2\left(16{,}1\cdot10^{-6}\,\overline{L}\cdot\mathrm{Re}_g^{-1}\,\overline{H} + 1{,}21\right), \qquad (5.40)$$

где $\acute{L}$ – удельная нагрузка по жидкости, л/м$^3$;

$\hat{H}$ – относительная длина смоченной поверхности корпуса.

Анализ известных конструкций вихревых контактных устройств позволил выявить основные факторы (нагрузка по жидкой фазе, пережим и отрыв потока, размеры выходного патрубка), оказывающие влияние на гидравлическое сопротивление вихревых аппаратов. Показано, что потери давления в завихрителе зависят от его геометрии и степени закрутки газа. Предложены зависимости для расчета на гидравлического сопротивления в различных типах завихрителей: аксиально-лопаточных, тангенциальных улиточных, со спиральными и плоскими лопастями.

### 5.4 Влияние эффекта коагуляции на процесс осаждения частиц пыли

В аэрозолях, как и во многих других дисперсных системах, протекают разные процессы, приводящие к укрупнению первичных частиц (агрегации) с последующей седиментацией. Некоторые из этих процессов протекают самопроизвольно, другие – под действием электрического, гидродинамического или гравитационного полей. В процессе укрупнения, благодаря уменьшению удельной поверхности частиц, происходит снижение поверхностной энергии. Укрупнение частиц происходит в двух случаях: в результате изотермической перегонки, для жидкой фазы (эффект Кельвина), и в результате столкновения и слипания, т. е. коагуляции. В случае слияния жидких частиц этот процесс называют коалесценцией. Итак, в общем случае коагуляцией называется уменьшение степени дисперсности, т. е. уменьшение числа частиц дисперсной фазы при их укрупнении. Причиной коагуляции может быть броуновское движение частиц и в этом случае она называется броуновской, или самопроизвольной коагуляцией, либо воздействие внешних сил – гидродинамических, электрических, гравитационных и т.д., приводящих к столкновению частиц, и в этом случае коагуляция называется вынужденной. Основные закономерности коагуляции аэрозолей были впервые исследованы польским физиком М. Смолуховским [154]. С учетом эффективности слипания частиц при столкновении он разделил коагуляцию на два вида: «быстрая» и «медленная». В первом случае слипание частиц происходит при столкновении, а во втором случае первое столкновение не приводит к слипанию частиц  или не все сталкивающиеся частицы коагулируют.

### 5.4.1 Коагуляция монодисперсных сферических частиц

В случае турбулентного течения будут происходить столкновения частиц монодисперсных сферических частиц. Однако при любой схеме течения частота столкновений становится значительно больше, если в потоке имеются частицы различного диаметра, которые в ускоряющейся жидкости движутся по разным траекториям. При этом соударения типа «частица — частица» происходят, как правило, вследствии полидисперсиости частиц в газовзвеси. Частота столкновений увеличивается примерно пропорционально квадрату счетной концентрации частиц. Влияние столкновений частиц очень важно для проектирования установок газоочистки, его оценку необходимо проводить при решении любых задач.

Столкновения частиц существенно влияют на выбор соответствующих параметров подобия. Информации о частоте соударений частиц недостаточно для описания свойств потока взвеси. Обычно важно также знать следствия соударений. Например, сталкивающиеся частицы могут при ударе коагулировать или, если они уже до соударения представляли собой агломераты, действие может быть обратным — эти агломераты разрушатся. Характеристики потока взвеси определяются эффективным (с учетом коагуляции) спектром размеров частиц.

Поскольку в реальных системах рассматривается только начало коагуляции, размер образовавшихся агломератов не будет существенно отличаться от первоначального размера частиц. Такая модель приемлема и для описания коагуляции капель жидкости. Если в системе сферических частиц диаметром $2R$ расстояния между ними хаотически распределены, то одна из частиц, зафиксированная в пространстве, становится фокусом для коагуляции остальных частиц, при $\tau$=0. Это приближение впервые было предложено Смолуховским [34] для определения скорости диффузии частиц на центр коагуляции.

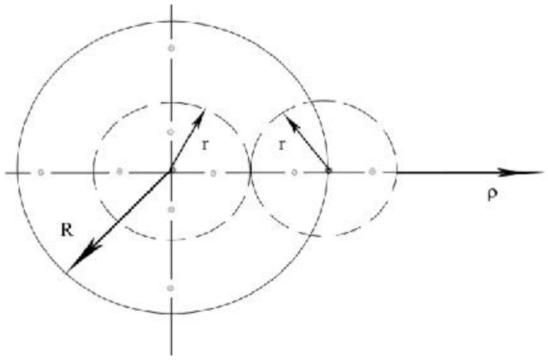



Рисунок 5.17 – Схема к расчету коагуляции

Уравнение нестационарной диффузии между агломерированными частицами имеет вид:

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = D_d \nabla^2 C \qquad (5.41)$$

где $C$ – концентрация частиц;

$D_d$ – коэффициент диффузии частиц;

$r$ – расстояние от центра коагуляции

Для сферической симметричной системы, уравнение (5.41) можно записать:

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = D_d\left(\frac{\partial^2 C}{\partial r^2} + \frac{2}{r}\frac{\partial C}{\partial r}\right) \qquad (5.42)$$

или

$$\frac{\partial (Cr)}{\partial \tau} = D_d\,\frac{\partial^2 (Cr)}{\partial r^2}. \qquad (5.43)$$

В точке сталкновения с центральной частицей на расстоянии *2R* от нее, концентрация частиц будет равна нулю, то есть $C'$=0 при $r=2R$ (для τ=0). Учитывая, что частицы равномерно распределены по объему, получим $C'=C$ при τ=0.

Тогда уравнение (5.43) запишется:

$$C' = C\left[1 - \frac{2R}{r} + \frac{2R}{r}erf\left(\frac{r-2R}{2\sqrt{D_d \tau}}\right)\right]. \qquad (5.44)$$

Количество частиц N, диффундирующих на расстоянии 2R от центра коагуляции в единицу времени, определяется как произведение диффузионного потока

$$J = -D_d\left(\partial C'/\partial r\right), \qquad (5.45)$$

на сферическую поверхность радиусом 2R, где производная (dC'/dr) определяется при r=2R.

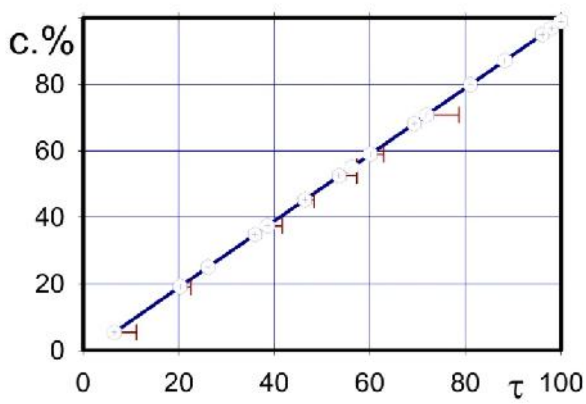



Рисунок 5.18 – Изменение концентрации частиц во времени

$$\vec{N} = 16\pi R^2 D_d \frac{\partial C'}{\partial r}. \qquad (5.46)$$

При $r$=2$R$ из (5.44) определим

$$\frac{\partial C'}{\partial r}=\frac{C}{2R}\left[1+\frac{2R}{\sqrt{\pi D_d\tau}}\right]. \qquad (5.47)$$

Тогда число частиц, скоагулировавших за время dτ, составит

$$\vec{N}d\tau=8\pi RD_dC\left[1+\frac{2R}{\sqrt{\pi D_d\tau}}\right]d\tau. \qquad (5.48)$$

С учетом диффузии между частицами в интервале времени dτ, при условии, что в единице объема происходит $C/2$ столкновений:

$$16\pi RDC\left[1+\frac{2R}{\sqrt{\pi D\tau}}\right]d\tau$$

Число столкновений за время dτ в единице объема, определим из уравнения:

$$\frac{dC}{d\tau}=-\frac{16}{2}\pi RD_dC^2\left[1+\frac{2R}{\sqrt{\pi D_d\tau}}\right]. \qquad (5.49)$$

где $C$ – число частиц в единице обьема.

Запишем константу коагуляции $K_0$ :

$$K_0=16\pi RD_d=\frac{8kT}{3\mu_c}\zeta_c \qquad (5.50)$$

и, пренебрегая вторым слагаемым в уравнении (5.49), получим стандартное уравнение коагуляции:

$$\frac{dC}{d\tau}=-\frac{K_0}{2}C^2. \qquad (5.51)$$

При интегрировании (5.51) при начальных условиях C=$C_0$, и τ=0, получим:

$$\frac{1}{C}-\frac{1}{C_0}=\frac{K_0}{2}\tau. \qquad (5.52)$$

Выражение (5.52) показано в виде графической зависимости на рисунке 5.18 согласно которой, величина, обратная концентрации частиц, описывается линейной зависимостью от времени. Наклон этой прямой характеризует константу коагуляции. Если за время τ' концентрация частиц уменьшается в два раза, то

$$C = C_0 / \left(1 + \tau/\tau^{\iota}\right). \qquad (5.53)$$

Зависимость (5.53) может быть использована для обработки экспериментальных данных по коагуляции.

### 5.4.2 Осаждение частиц на каплях при распылении жидкости

Эффективность осаждения частиц на каплях жидкости (кинематическая коагуляция) зависит, прежде всего, от величины их относительной скорости движения υ. Кинематическая (гравитационная) коагуляция может протекать при свободном падении капель через неподвижный аэрозоль счетной концентрации η. В этом случае число мелких частиц, захваченных одной каплей в 1с, можно определить по формуле

$$Q = 1/4\, n \pi d_{\kappa}^{2} v_{c} \eta_{\Sigma} \qquad (5.54)$$

Если капли осаждаются в движущемся потоке аэрозоля, скоростью которого пренебречь нельзя, то в формулу (5.54) следует ввести относительную скорость движения υ частиц относительно капли вместо скорости оседания $v_c$.

Суммарный коэффициент захвата частиц сферической каплей η зависит от режима обтекания.

Согласно расчетам Фукса эффективность улавливания определяется, в первую очередь, размером частиц. Так, частицы плотностью ρ = 2000кг/м$^3$ будут улавливаться в том случае, если их размер δ≥0,5 мкм. При этом для мелкодисперсных частиц (от 0,5 до 0,7 мкм) эффективность улавливания будет тем выше, чем крупнее капли. Это подтверждается только в случае малых относительных скоростей.

Если же относительные скорости велики, как это имеет место при впрыскивании жидкости в поток газа, то эффективность коагуляции частиц растет с уменьшением размера капель. Это подтверждается выражением (5.54), если его привести к объему капли.

Захват частиц каплями зависит от нескольких причин. Здесь наряду с кинематической протекает и градиентная коагуляция. Важную роль в осаждении играет турбулентность потока.

В мокрых пылеуловителях барботажного типа движение газа и капель жидкости может быть организовано по одной из трех схем: противоточной, прямоточной или с перекрестным током [23, 25]. Проведем анализ процесса осаждения пыли на каплях жидкости в зависимости от схемы движения потоков и определим его эффективность.

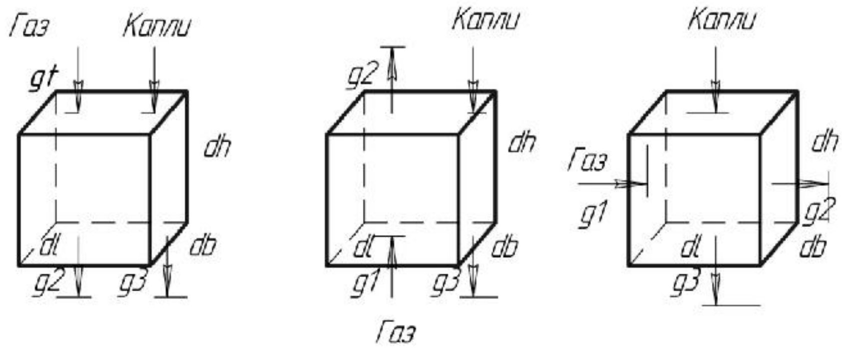



Рисунок 5.19 – Схема к расчету эффективности аппарата для движения:
*а* – прямоток; *б* – противоток; *в* – перекрестный ток

Выделим элемент пространства размером *dldbdh* (рисунок 5.19). Обозначим направление материальных потоков в зависимости от схемы движения. Во всех трех случаях на верхнюю грань (*dldb*) поступает поток капель, объемный расход которого, м$^3$/с,

$$V_{ж} = \alpha v (dldb) \tag{5.55}$$

где ν – скорость движения капель;

α – доля объема, занятого каплями.

Запыленный поток газов в зависимости от схемы движения поступает на верхнюю, нижнюю или боковую грань (*dbdh*).

Если массовая концентрация пыли в газе на входе в элементарный объем равна *C*, кг/м$^3$, то поток пыли на входе составит, кг/с:

для прямоточной и противоточной схем

$$g_1 = u(dldb)C \tag{5.56}$$

для схемы с поперечным ходом газа

$$g_1 = u(dbdh)C \qquad (5.57)$$

где u – скорость пыли, равная скорости газа.

На выходе из элементарного объема газ будет содержать пыли ($C$ – $dC$), кг/м$^3$, а поток пыли составит соответственно, кг/с:

$$g_2 = u(dldb)(C - dC) \qquad (5.58)$$

для поперечного хода

$$g_2 = u(dbdh)(C - dC) \qquad (5.58)$$

Осаждение частиц пыли на каплях происходит с относительной скоростью ω. В схеме с прямотоком эта скорость $\omega = u - v_t$ с противотоком $\omega = u - v_1$, а в случае перекрестного движения в направлении потока газа: $\omega_l = u,\ v_l = 0$

Согласно формуле (5.55) на одной капле диаметром $d_K$ при эффективности захвата $t_s$ осаждается частиц массой:

$$1/4 C\omega\pi d_K^2 \eta_\Sigma \qquad (5.59)$$

Всего в выделенном объеме находится капель

$$6(dldbdh)\alpha / (\pi d_K^3) \qquad (5.60)$$

Таким образом, в результате захвата каплями поток частиц пыли

$$g_3 = \frac{6\pi d_K^2 \alpha\omega C\eta_\Sigma}{4\pi d_K^3}(dldbdh) = \frac{3}{2}\cdot\frac{\alpha\omega C\eta_\Sigma}{d_K}(dldbdh) \qquad (5.61)$$

Запишем уравнение материального баланса элементарного объема:

$$g_1 - g_2 - g_3 = 0$$

или для прямо- и противоточной схемы

$$uCdldb - u(C - dC)dldb - \frac{3}{2}\cdot\frac{\alpha\omega C\eta_\Sigma}{d_K}dldbdh = 0 \qquad (5.62)$$

а для перекрестного тока

$$uCdbdh - u(C - dC)dbdh - \frac{3}{2}\cdot\frac{\alpha\omega C\eta_\Sigma}{d_K}dldbdh = 0 \qquad (5.63)$$

После очевидных преобразований получим для первых двух схем, где

$$\omega = u \pm v$$

$$\frac{dC}{C} = -\frac{3}{2} \cdot \frac{\alpha\eta_\Sigma}{d_K} \cdot \frac{\omega}{u} dh \qquad (5.64)$$

а для перекрестного тока, где w=u при u=0,

$$\frac{dC}{C} = -\frac{3}{2} \cdot \frac{\alpha\eta_\Sigma}{d_K} \cdot dl \qquad (5.65)$$

Введем показатель орошения газов $m$, м$^3$/м$^3$, как отношение объемных расходов жидкости и газов: для первых двух схем

$$m = \frac{V_Ж}{V_Г} = \frac{\alpha v dl db}{u dl db} = \frac{\alpha v}{u} \qquad (5.66)$$

или

$$m\frac{\omega}{\nu} = \frac{\alpha\omega}{u}$$

а для схемы с поперечным ходом с учетом того, что $u=v$

$$m = \frac{V_Ж}{V_Г} = \frac{\alpha dl}{dh} \qquad (5.67)$$

или

$$\alpha dl = m dh$$

Подставим полученные выражения в уравнения (5.64), (5.65):

$$\frac{dC}{C} = -\frac{3}{2} m \frac{\omega}{v} \frac{\eta_\Sigma}{d_K} dh \qquad \frac{dC}{C} = -\frac{3}{2} m \frac{\eta_\Sigma}{d_K} dh \qquad (5.68)$$

После интегрирования по всей высоте зоны контакта пыли с каплями жидкости (высоте аппарата) выражение (5.68) можно записать в виде

для схем с поточным и противоточным движением и

$$\eta = 1 - \exp\left(-\frac{3}{2} m \frac{\omega}{v} \cdot \frac{H}{d_K} \eta_\Sigma\right) \qquad (5.69)$$

для схемы с поперечным движением потоков.

$$\eta = 1 - \exp\left(-\frac{3}{2} m \cdot \frac{H}{d_K} \eta_\Sigma\right) \qquad (5.70)$$

Анализ эффективности трех схем был проведен при следующих допущениях:

1) капли распределены равномерно по объему;

2) процесс изотермический, без фазовых переходов;

3) частицы имеют скорость газа и улавливаются только каплями в результате столкновений при наличии относительной скорости.

Реальный процесс улавливания пыли каплями жидкости значительно сложнее и не поддается полному учету. Поэтому эффективность аппарата определяют, как правило, с помощью эмпирических зависимостей.

**Коэффициент захвата**. Пусть две сферические частицы с радиусами $R_1 \leq R_2$. движутся под действием силы тяжести в невозмущенной среде. Изучение Частота столкновения частиц лучше всего описана  в работах Марбла [121], в которых в качестве упрощения было рассмотрено столкновение между частицами только двух размеров для ускоряющегося потока газа. Если обозначить максимально возможную скорость соударения как $\omega_0$, то частица радиусом $R_1$ будет соударяться с частицей радиусом $R_2$ в цилиндре с радиусом $R_1 + R_2$. При этом, константа коагуляции примет следующий вид:

$$K_{1,2} = \pi (R_1 + R_2)^2 [\omega_0 (R_2) - \omega_0 (R_1)]. \qquad (5.82)$$

Если движение частицы следует закону Стокса, то она будет стремиться снова приобрести скорость, которую имела бы во время релаксации, при отсутствии столкновений. Отношение этого времени существенно меньше единицы. При этом анализ задачи упрощается в том случае, если частота соударений частиц очень велика и не озволяет частицам достигнуть состояния приближенного равновесия с газом. Однако взаимное воздействие гидродинамических полей частиц и возможность их взаимодействия между собой могут привести к искривлению их траектории в поле силы тяжести. Константа коагуляции в общем случае запишется:

$$K_{1,2} = \pi (R_1 + R_2)^2 [\omega_0 (R_2) - \omega_0 (R_1)] \varepsilon (R_1, R_2), \qquad (5.83)$$

Искривление траекторий частиц приводит к отклонению сечения захвата от геометрического и характеризуется параметром $\varepsilon(R_1,R_2)$, который называется коэффициентом захвата.

Поскольку не каждое столкновение приводит к коагуляции  частиц, параметр $\varepsilon$  также можно назвать коэффициентом столкновений.  Пусть размеры частиц существенно различны: $R_1 \leq\leq R_2$, тогда можно допускать, что меньшая из частиц будет находиться в гидродинамическом поле большей. Пренебрегая силами гидродинамического взаимодействия среды и неоднородностью этого поля, представим уравнение движения частицы в виде:

$$St_C\,\frac{d\vec{\omega}}{d\tau}=(\vec{v}-\vec{\omega})\left[1+\varsigma_C\left(\mathrm{Re}^*\left|\vec{v}-\vec{\omega}\right|\right)\right],\ \vec{\omega}\to\vec{e}\ \text{при}\ \tau\to-\infty\ ,$$

$$St_C=\frac{2}{9}\frac{\rho_d R_1^2}{\mu_C R_2}\omega_0(R_2),\ \mathrm{Re}^*=\frac{R_1\rho_c\omega_0(R_2)}{\mu_c}. \qquad (5.84)$$

где $\vec{e}$ – единичный вектор;

$St_c$ – критерий Стокса;

$\omega_0(R_2)\tilde{v}$ – вектор движения частицы в гидродинамическом поле.

Если уравнение движения малой частицы формально привести к физическому контакту двух частиц, получим задачу чисто инерционного осаждения. Уравнение (5.84) можно также рассматривать в качестве основы к описанию процесса образования агломератов при движении частиц взвеси в цилиндре. Однако недостаточно охарактеризовать агломерат только по размерам и содержанию в нем частиц. Важными компонентами его описания являются также форма частиц и внутренние сдерживающие силы агломерата. Эта трудность аналитического описания агломератов является серьезным ограничением для использования такого подхода. К тому же следует заметить, что агломераты могут легко разрушаться, и это их свойство необходимо было бы учесть в уравнениях (5.83–5.84). Например, при течении в цилиндрической системе координат с центром, расположенным в центре большой частицы, скорость образования агломератов обычно равна скорости их разрушения. Если воспользоваться для наглядности непрерывной формой описания, то малая частица с радиальной координатой y ($y\to y_\infty$ при $\tau\to-\infty$) столкнется с большой частицей при $y_\infty\le y_0$ , а при $y_\infty\ge y_0$ избежит столкновения.

Определив $y_0$, параметр захвата можно определить по формуле:

$$\varepsilon=y_0^2\big/R_2^2. \qquad (5.85)$$

Расчеты параметра захвата для случая инерционной сепарации были впервые выполнены Лэнгмюром и Блоджетт [14, 15]. Анализ применимости этх моделей показал, что расчет коэффициента захвата приводит к несколько завышенным результатам во всем диапазоне значений константы коагуляции $k_c$. Лэнгмюром [30] предложены следующие эмпирические зависимости:

$$\varepsilon \approx \begin{cases} \dfrac{k_c^2}{(k_c + 0{,}5)^2} & \text{\textit{при} } k_c > 1/12 \text{ \textit{и} } Re >> 1000 \\ \left(1 + \dfrac{3}{4}\dfrac{\ln 2k_c}{k_c - 1{,}214}\right)^{-2} & \text{\textit{при} } k_c > 1{,}214 \text{ \textit{и} } Re << 1000 \end{cases} \qquad (5.86)$$

Численные расчеты по (5.86) неоднократно были проверены другими исследователями [117, 194], при этом расхождение результатов находилось в пределах нормы, что свидетельствует о возможности использования предложенных зависимостей, конечно, в границах их применимости.

Для средних чисел Рейнольдса Лэнгмюром предложена формула:

$$\varepsilon \approx \frac{1}{1 + \mathrm{Re}/30}\left[\left(1 + \frac{3}{4}\frac{\ln 2k_c}{k_c - 1{,}214}\right)^{-2} + \frac{k_c^2}{(k_c + 0{,}5)^2}\frac{\mathrm{Re}}{30}\right]. \qquad (5.87)$$

Точность этой формулы была подвергнута исследователями [51, 117] тщательному анализу. Было установлено, что для средних значений $k_c$ и $1 \le Re \le 1000$ формула (5.87) ведет к заниженным результатам. Поэтому при практических расчетах коагуляции частиц разных размеров рекомендуется использовать интерполяцию по графикам, представленным на рисунках 5.20 и 5.21.

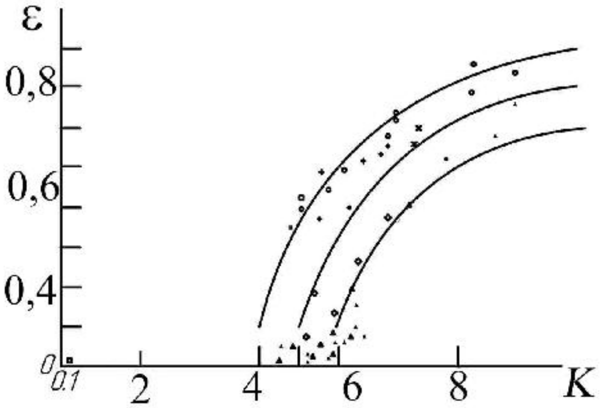



Рисунок 5.20 – Зависимость коэффициента захвата от константы коагуляции $K$ в диапазоне чисел Рейнольдса $1 \le Re \le 1000$

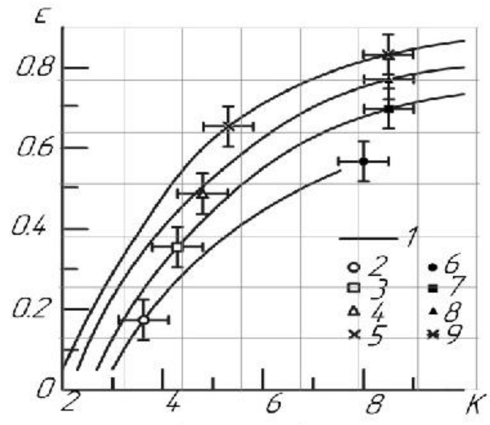



Рисунок 5.21 – Сравнение экспериментальных значений коэффициента захвата с расчетными данными

При интерполяции учитывается, что коэффициент захвата был рассчитан при формальном описании уравнения движения частицы до момента ее физического контакта с каплей жидкости.

## ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 5

1. Анализ известных конструкций вихревых контактных устройств позволил выявить основные факторы (нагрузка по жидкой фазе, пережим и отрыв потока, размеры выходного патрубка), оказывающие влияние на аэродинамическую структуру потока. Экспериментально установлено, что угол наклона лопастей завихрителя оказывает сильное влияние на структуру потока. Общим для профилей скоростей в завихрителях различного вида является тот факт, что, с увеличением интенсивности крутки, возрастают значения тангенциальных составляющих скорости газа. Рассмотрены конструктивные параметры интенсивности крутки, полученные для различных типов завихрителей. Для характеристики интенсивности крутки воздушного потока предложено использовать среднерасходные значения скорости потока, определяемые по геометрическим характеристикам аппарата.

2. Сравнение сепарационных возможностей завихрителей различных типов выявило наиболее выгодный параболический профиль, обеспечивающий высокую производительность по очищенному газу и эффективность пылеулавливания. Предложены зависимости для расчета гидравлического сопротивления в различных типах завихрителей: аксиально-лопаточных, тангенциальных улиточных, со спиральными и плоскими лопастями. Экспериментально определена зависимость гидравлического сопротивления и эффективности очистки от параметров газодисперсного потока. Установлено, что с ростом скорости газодисперсного потока до 27 м/с степень очистки повышается до 76 %. Последующее повышение скорости в диапазоне от 30 м/с до 40 м/с сопровождается снижением эффективности сепарации до 63%. Обнаружено, что при небольших нагрузках по жидкой фазе ($\acute{L}$≈0,5÷1,0), гидравлическое сопротивление орошаемого аппарата даже ниже сухого, однако с ростом относительной нагрузки по жидкости, гидравлическое сопротивление приближается к сопротивлению сухого аппарата и при $\acute{L}\geq 2$ начинает превосходить его. Этот факт может быть объяснен интенсивным изменением

профиля осевой и тангенциальной скорости газа, а также гашением турбулентных пульсаций в потоке.

3. Экспериментально установлено, что угол наклона лопастей завихрителя оказывает сильное влияние на структуру потока. Общим для профилей скоростей в завихрителях различного вида является то, что с увеличением интенсивности крутки возрастают значения тангенциальных составляющих скорости. Увеличение угла наклона лопастей в пределах $5 \div 12^0$ приводит к тому, что максимум скоростей при достаточно большой интенсивности крутки перемещается ближе к оси вращения. Это позволяет подбором соответствующего угла наклона лопастей и интенсивности крутки получить практически любые размеры зоны рециркуляции вплоть до ее полного устранения

4. Проведенные испытания показали, что степень очистки воздуха от пыли талька, несмотря на плохую ее смачиваемость, равна в среднем 77,3% при достаточно резком колебании начальной запыленности от 3 до 62 $г/м^3$. Наибольшее значение эффективности очистки газа достигается при наклоне лопаток завихрителя $40^0 \div 45^0$ и скорости пылевоздушного потока 25 м/с. С точки зрения расхода энергии, за оптимальное значение угла наклона лопаток можно принять $45^0$, несмотря на относительно высокую степень очистки при значении угла в $35^0$. Это объясняется ростом величины гидравлического сопротивления, которое опережает рост эффективность очистки газа и составляет 800 Па при значении угла в $35^0$ и 550 Па для угла наклона лопаток $45^0$.

5. Рассмотрена коагуляция монодисперсных сферических частиц, механизм которой базируется на возникновении инерционных отличий между частицами разных размеров. Показано, что искривление траекторий частиц приводит к отклонению сечения захвата от геометрического и характеризуется параметром $\varepsilon$, который называется коэффициентом захвата. Рассмотрены эмпирические зависимости для расчета коэффициента захвата частиц и установлено, что расчеты по ним приводят к заниженным результатам. Для практических расчетов коагуляции частиц разных размеров предложено использовать интерполяцию по графическим зависимостям, показывающим наилучшее согласование результатов.

# ГЛАВА 6 РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ, РАСЧЕТУ И ПРОМЫШЛЕННОМУ ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ДИНАМИЧЕСКОГО ГАЗОПРОМЫВАТЕЛЯ

В последние годы в России издан ряд законодательных и директивных документов, резко повышающих требования к охране атмосферного воздуха [29, 30]. Соответственно, изменились условия проектирования оборудования для очистки и обезвреживания летучих промышленных выбросов. Промышленные предприятия стремятся к тому, чтобы это оборудование было высокоэффективным, надежным, долговечным и недорогим, то есть имело бы высокие технико-экономические показатели.

## 6.1 Гидродинамические задачи проектирования газоочистных сооружений

Газоочистные установки, состоящие из комплекса последовательно и параллельно работающих аппаратов и коммуникаций, представляют собой аэродинамическую систему, имеющую ряд особенностей:

1. В большинстве случаев, через тракт газоочистки движется не газ, а аэрозоль (твердый, жидкий, смешанный). Промышленные аэрозоли всегда полидисперсны. Если гидродинамика дисперсных потоков вообще достаточно сложна, то в полидисперсном потоке [12] она многократно усложняется.

2. При прохождении через тракт газоочистки аэрозольный поток непрерывно претерпевает изменения скорости и направления движения, обтекает препятствия и преодолевает каналы различной конфигурации. Изменение направления может быть плавным, внезапным и на любой угол. Специфическими типами каналов являются слои пены на решетках пенных аппаратов. Особыми видами препятствий служат циклоны, где на коротком отрезке пути и за очень малое время поток претерпевает много воздействий.

3. В газоочистных сооружениях часто существуют так называемые свободные затопленные струи [13]. Они возникают, например, при входе потока

из пылегазопровода в аппарат значительно более крупного сечения, уже заполненный газом. При этом между вводимой струёй таза (аэрозоля) и смесью внутри аппарата возникают сложные контакты, результат которых нередко выражается в нерасчетном выпадении аэрозольных частиц. Указанное явление не всегда желательно. Например, в скруббере полного испарения, используемом как кондиционер, но не как пылеосадитель, нижняя часть превращается в «сухую» пылеосадительную камеру.

4. Особая сложность в аэродинамике газоочистительных сооружении состоит в том, что в очень многих случаях приходится рассматривать динамику газовой и дисперсной фаз аэрозоля раздельно [3, 10]. Аэрозольные частицы, за исключением мельчайших (от 2 до 3 мкм), в связи со своей инерционностью и длительностью времени релаксации, не успевают следовать за движущейся газовой фазой, а отклоняются от неё. Отклонение происходит иногда настолько резко, что это зачастую решающим образом влияет на показатели пылеулавливающих аппаратов. Недоучет данного фактора приводит к грубым проектным ошибкам и нередко вынуждает вносить дорогостоящие переделки в уже построенные сооружения.

При проектировании газоочистных сооружений необходимо анализировать и решать три основные гидроаэродинамические задачи: а) расчет гидравлического сопротивления тракта, выбор тягодутьевых машин и определение мест их расположения; б) обеспечение на всем тракте газоочистки режима движения газа (аэрозоля), наилучшим образом отвечающего заданным условиям; в) обеспечение равномерного (в пределах допустимых отклонений) распределения газовой и пылевой нагрузки между аппаратами и внутри них.

## 6.2 Основы выбора проектных решений

Недостатки, присущие газоочистным аппаратам, работающим с использованием эффекта воздействия на разделяемую неоднородную смесь исключительно сил центробежного поля, вызывают настоятельную необходимость интенсификации процессов разделения дисперсных систем в этих простых в конструктивном оформлении и надежных в эксплуатации аппаратах.

К основным направлениям интенсификации процесса разделения в газопромывателях можно отнести следующие [98, 143]: совершенствование конструкций аппаратов центробежного типа; изменение технологических параметров процесса разделения дисперсных систем; применение воздействий на разделяемую среду разнородных физических полей или комбинации перечисленных способов.

Интенсификация за счет конструктивного изменения основных отдельных узлов газопромывателя получила довольно широкое применение в практике. Большое количество исследований посвящено определению оптимальных или рациональных геометрических размеров корпуса аппарата и длины цилиндрической части, глубины погружения и формы сливного патрубка, угла конусности аппарата, наклона входного патрубка к главной оси аппарата, размеров отверстий и способов отвода шлама и т.д.

Интенсификация процесса сепарации в газопромывателях технологическим путем осуществляется, например, выбором схемы установки аппаратов и их количества с целью получения требуемого качества одного из продуктов разделения [22, 89]; путем регулировки давления на входе в аппарат, изменением реологических свойств суспензий за счет их разбавления, добавок ПАВ и всевозможных коагулянтов и т.д. [5, 11, 13, 128].

К третьему направлению следует отнести интенсификацию процесса сепарации под воздействием следующих физических полей: наложения дополнительного поля центробежных сил, создаваемого вращающимся завихрителем [95]; наложения магнитного поля, создаваемого магнитной или электромагнитной системой [26]; наложения ультразвуковых колебаний [18] различной частоты и амплитуды (Патент № 2482923).

Влияние наложения ультразвуковых колебаний на процесс разделения о газопромывателях практически не изучено, но, очевидно, что степень воздействия этих колебаний на однородные частицы дисперсной фазы зависит в первую очередь от их физических свойств, и, в частности, от размеров частиц.

Комбинированные способы интенсификации процесса разделения подразумевают одновременные совмещения двух или нескольких указанных направлений интенсификации сспарационных процессов. Эти способы позволяют целенаправлено воздействовать на показатели разделительного процесса в газопромывателях.

Нормальная работа технологического оборудования в ряде случаев зависит от эффективной работы газоочистной установки. Интенсификация технологических процессов привели к увеличению количества дымовых газов и дисперсности содержащейся в газах пыли. В этих условиях эксплуатирующиеся аппараты и системы аппаратов газоочистки не обеспечивали эффективной очистки газа. Потребовались меры интенсификации их работы. На практике применяют следующие способы интенсификации работы газопромывателей:

1. Ликвидация подсосов воздуха в газовый тракт и в аппараты очистки, особенно в центробежные газопромыватели, которые при увеличении роста газа в них работают неэффективно.

2 Равномерное распределение очищаемых газов по сечению аппаратов, позволяющее увеличить их эффективность работы. Этого достигают устройством в самих аппаратах направляющих лопаток, завихрителей, рациональным расположением входного патрубка по отношению к корпусу аппарата и другими средствами.

3. Укрупнение содержащихся в очищаемых газах частиц пыли, что позволяет более полно осаждать их в аппаратах любых типов и обеспечивает в определенных условиях при данной эффективности аппарата рост его производительности. Для укрупнения содержащихся в газе частиц используются следующие методы:

1. Использование акустических коагуляторов, а для пылей, хорошо проводящих электрический ток, электрофильтров-коагуляторов

2. Увлажнение газа путем ввода в него мелкораспыленной жидкости или водяного пара, который в газе при определенных условиях конденсируется. При этом, содержащиеся в газе частицы пыли сталкиваются с каплями воды и укрупняются.

3. Применение веществ, улучшающих смачивание частиц пыли, что способствует их укрупнению. Некоторые пыли в высокодисперсном состоянии плохо смачиваются водой. К числу плохо смачиваемых (гидрофобных) пылей

относятся, например, окись кремния, белая сажа, пыли красителей и др. Для улучшения смачиваемости таких пылей применяют специальные растворы поверхностно активных веществ, которые вводят в орошаемую жидкость.

4. Охлаждение газов, которое необходимо для обеспечения эффективной работы турбулентных промывателей, газопромывателей и других аппаратов для очистки газов.

5. Кондиционирование газов при помощи реагентов, понижающих электрическое сопротивление слоя пыли. К кондиционирующим реагентам, которые добавляют в очищаемые газы можно отнести: $S0_3$, $NH_3$, хлориды натрия и калия. Например, для снижения электросопротивления пыли кремнистых соединений применяют $S0_3$. Действие этих реагентов усиливается с повышением влажности газов и понижением их температуры. Механизм действия этих веществ пока еще полностью не изучен, нет и методики расчета количества этих реагентов.

6. Введение в очищаемый газ мелкодисперсных электропроводных частиц; К таким частицам относят кокс, сажу и др. Их влияние на увеличение проводимости пыли является чисто физическим. Электросопротивление слоя пыли снижается вследствие образования в этом слое цепочки проводящих ток частиц.

7. Предварительная очистка газа. Эффективность работы некоторых типов аппаратов возрастает в том случае, если газ, содержащий в большом количестве пыль, предварительно подвергается грубой очистке в аппаратах инерционного или центробежного действия.

Показатели различных газоочистных сооружений определяются, преимущественно, техническим уровнем проектов. Однако, проектирование газоочистных сооружений в России в общей сложности отстает от мирового уровня. Работа над устранением этой проблемы совершается недопустимо медленными темпами. Защита атмосферы от загрязнения представляет собой многопланавую задачу и научные основы ее осуществления еще недостаточно реализованы.

Главная задача - это снижение объемов летучих выбросов в ходе основного технологического процесса. Нередко экономический эффект, полученный в сфере основного производства, полностью перекрывается затратами на очистку больших объемов газовых выбросов. Роль газоочистных сооружений в системе мероприятий по защите атмосферы состоит в ликвидации и обезвреживании тех выбросов, которые невозможно предотвратить профилактическими мерами. Такая постановка проблемы диктуется элементарными экономическими представлениями. По мировым данным, стоимость газоочистных сооружений составляет от 10 до 50 % по отношению к стоимости основного пылевыделяющего оборудования и имеет тенденцию к дальнейшему росту, в связи с ужесточением санитарных требований. Проектирование системы газоочистки, необходимо начинать с изучения конструкционных и эксплуатационных характеристик известных газопромывателей. Любой пылеулавливающий аппарат рассчитан на определенные условия работы: предельные давление и температуру, допустимые объемы запыленного газа, возможность монтажа на открытом пространстве, нагрузки от подводящих газоходов.

Следует отметить недостатки, преодолеть которые необходимо в ближайшие годы.

1. Недостаточность номенклатуры газоочистительного оборудования и ее отставание от растущих мощностей промышленности.

2. Недостаточная точность расчетной базы, в которой преобладают эмпирические функции.

3. Отсутствие строгих научных критериев для проектирования газоочистных сооружений многоступенчатой очистки воздуха. По этой причине при проектировании таких сооружений значительную роль играет чисто эвристический фактор.

4. Малодостоверная проработанность вопросов, связанных с причинением газовыми выбросами ущерба окружающей среде и, соответственно, с определением экономического эффекта от предотвращения данного ущерба.

Настоящие проблемы необходимо решать уже сегодня при проектировании газоочистных сооружений.

## 6.3 Особенности проектирования мокрых газоочистных аппаратов

При выборе того или иного аппарата газоочистки обычно исходят из того, какая требуется степень очистки. Поскольку в расчетах ПДК учитывается остаточная запыленность газовых выбросов, высокие показатели степени очистки газопромывателя в ряде случаев не могут обеспечить выполнение санитарных норм. Так, золоулавливание в электрофильтре, обеспечивающее высокую степень эффективности (98÷99%) при концентрации золы в отходящих газах на уровне 60 г/м$^3$ позволяет понизить остаточную запыленность лишь до 1,3÷2,0 г/м$^3$. Для обеспечения ПДК в приземном слое при этом понадобится сооружение дымовой трубы для рассеивания золы.

При этом, газоочистка с эффективностью 98÷99% вполне приемлема при начальной запыленности на уровне 10 г/м$^3$. В этом случае остаточная запыленность близка к 0,05÷0,1 г/м$^3$, что в большинстве случаев является вполне достаточным, и не потребуется доочистка или специальные мероприятия по рассеиванию. При выборе центробежного аппарата для предварительной ступени очистки руководствуются следующим: при начальной запыленности газа более 200÷300 г/м$^3$ в качестве грубой системы очистки целесообразно устанавливать два последовательно расположенных циклона.

Во избежание сильного абразивного износа первого циклона условную скорость газа в нем не следует принимать более 2,5 м/с. Чтобы повысить эффективность второй ступени циклона (учитывая, что наиболее грубая пыль уже уловлена в первом циклоне), скорость можно увеличить до 3÷3,5 м/с. В этом случае типы применяемых циклонов могут быть одинаковы, например циклоны ЦН-15. Возможно в качестве первой ступени очистки использовать циклон ЦН-24, а в качестве второй - БВА при той же скорости газа. В этом случае будет несколько снижено гидравлическое сопротивление системы газоочистки. При выборе схемы газоочистки, расчет ее эффективности ведется по остаточной запыленности газа. Если невозможно достигнуть требуемой остаточной запыленности в одном газопромывателе, необходимо реализовывать многоступенчатые схемы очистки газов. В частности, применяются установки сухого пылеулавливания в циклонах с последующей доочисткой в рукавных фильтрах. При мокром методе обеспыливания газа в качестве предварительной ступени очистки применяется полый скруббер перед высоконапорными скрубберами Вентури. Иногда используются комбинированные схемы, состоящие из сухой очистки в механических аппаратах с доочисткой в высокоэффективных аппаратах с орошением. При начальной запыленности, превышающей 100 г/м$^3$ газа, может быть необходима установка механических ступеней очистки. Применение указанных многоступенчатых и комбинированных схем позволяет повысить производительность наиболее эффективных газопромывателей и снизить содержание твердых отложений при мокрых методах очистки.

Класс мокрых аппаратов чрезвычайно обширен. Лишь небольшая часть его оформлена в виде нормализованных рядов, а серийный выпуск ограничен всего несколькими типами. Многие аппараты изготавливаются как нестандартное оборудование на предприятиях, либо непосредственно на монтажной площадке. В последнем случае качество изготовления оказывается низким. Мокрые аппараты выполняют следующие функции:

охлаждают газ с утилизацией теплоты орошающей жидкости, которая в процессе нагревается;

увлажняют или кондиционируют газ перед подачей его на очистку; процесс нередко осуществляется в режиме полного испарения охлаждающей жидкости;

абсорбируют газовые компоненты из газового выброса или из дисперсионной среды аэрозоля;

улавливают твердые частицы дисперсной фазы.

Перечисленные функции во многих случаях реализуются одновременно, даже если это не предусмотрено целями очистки. Побочные функции могут изменить всю кинетику процесса и свойства циркулирующего раствора до такого состояния, что это может повлечь за собой его дополнительную сложную обработку. В мокрых аппаратах реализуются тепло- и массообменные процессы.

Их скорость зависит от характера и интенсивности контакта фаз. Продукт, уловленный в газоочистных аппаратах, может находиться в двух состояниях:
в виде жидкости, если в ходе очистки происходила только абсорбция компонентов газовой фазы выброса; в виде шлама, если в мокром аппарате происходило улавливание пыли.

Жидкость либо принимается предприятием, которое использует ее по своему усмотрению, либо направляется в общезаводскую систему очистки стоков, либо проходит локальную очистку в пределах газоочистного сооружения и вновь подается на орошение аппарата (замкнутый цикл орошения).

Шлам транспортируется на шламовое поле, где высыхает и может быть использован, или же пропускается через систему отстойников и фильтров; после фильтрации жидкость возвращается на орошение, а отфильтрованная масса (в виде так называемых кеков) утилизируется.

**Система оборотного водоснабжения**

Технологические схемы оборотного водоснабжения настолько же разнообразны, насколько разнообразны задачи, решаемые мокрой газоочисткой. Осложняет процесс селективность орошения (по режимам и химическому составу орошающих жидкостей), как по отдельным аппаратам, так и внутри одного аппарата по разным узлам орошения.

Орошение без рециркуляции раствора на сегодняшний день применяется редко, поскольку приводит к неоправданно большому расходу жидкости и содержащихся в ней реагентов. В проектах обычно предусматривается цикличность орошения, т. е. n-кратное использование одного и того же раствора с постепенным частичным выведением его из цикла и добавкой свежего раствора. При очистке горячего газа и нагреве циркулирующего раствора в цикл включается теплообменник-холодильник.

При использовании рециркуляции раствора важную роль имеет его предельное состояние. Если производить орошение без отвода раствора и добавки свежего, то через определенное время состояние раствора не позволит производить дальнейшее его использование. Предельное состояние раствора определятся факторами:

1. При улавливании дисперсной фазы твердого аэрозоля, его концентрация не должна превышать значения, при котором нарушается работа оросителей. Другим критерием предельного состояния является вынос улавливаемого продукта с брызгами концентрированной взвеси, что приводит к недопустимому снижению степени улавливания.

2. Предельное состояние раствора также характеризуется началом кристаллизации некоторых компонентов на внутренней поверхности патрубков аппарата, причем она сопровождается также осаждением инертных взвешенных веществ. Дальнейшее использование раствора ведет к быстрому забиванию элементов системы орошения.

3. При абсорбции газов наступает такое насыщение раствора, при котором его дальнейшее использование теряет смысл. Наступает предельное состояние, когда между раствором и абсорбируемым компонентом устанавливается равновесие, при этом процесс абсорбции прекращается.

Существует обстоятельство, специфическое именно для мокрой газоочистки. Уынос в атмосферу улавливаемого компонента (т. е. вторичный унос) происходит по двум причинам: во-первых, некоторое количество компонента не захватывается жидкостью; во-вторых, захваченный жидкостью компонент частично выносится из аппарата с брызгоуносом.

## 6.4 Рекомендации по проектированию, расчету и промышленному использованию динамического газопромывателя

Выполнена систематизация, и уточнение рекомендаций по проектированию геометрических пропорций проточной части газопромывателя, а также с точки зрения оптимизации гидродинамических условий его работы. С единых методологических позиций обосновывается комплекс рекомендаций по выбору конструктивных параметров газоочистных аппаратов различных принципов действия: ротационного, ударно-инерционного и центробежного.

## Выбор пропорций проточной части

Проблема поиска наилучших пропорций проточной части газопромывателя формулируется следующим образом: необходимо определить такие безразмерные геометрические соотношения, которые обеспечивали бы проведение процесса газоочистки с минимальными энергозатратами. Такая постановка задачи обуславливает целесообразность введения критерия, характеризующего эффективность энергозатрат на газоочистку.

Как известно, для технико-экономической оценки эффективности процессов сепарации широко используется критерий, характеризующий удельные затраты энергии на единицу переноса массы [21, 129, 139, 223]. Основываясь на теории диффузионного переноса вещества, запишем подобный критерий для оценки совершенства геометрических пропорций газопромывателя.

Из дифференциального уравнения материального баланса дисперсной фазы:

$$-Qdc = \upsilon_{отн} \cdot c \cdot dF \qquad (6.1)$$

где Q – объемный расход газа;

c – объемная концентрация дисперсной фазы;

$\upsilon_{отн}$ – относительная скорость дисперсной фазы в радиальной проекции. В результате интегрирования (6.1) по поверхности получим

$$\int_{c_x}^{\nu_x} \frac{dc}{c} = \frac{\upsilon_{отн} \cdot F}{Q} \qquad (6.2)$$

По аналогии с теорией диффузионного переноса вещества, интеграл (6.2) можно представить как число единиц переноса дисперсной фазы при центробежной сепарации. Скорость частиц, отсепарированных на 100 %, запишем в (6.2) как

$$\upsilon_{отн} = \frac{(\rho_\rho - \rho) \cdot d_\rho^2 \cdot \upsilon_{cp}^2}{18\mu R}$$

Введем число Стокса:

$$S_{tk} = \frac{(\rho_\rho - \rho)\cdot d_\rho^2 \cdot \upsilon_{cp}}{18\mu R}$$

и безразмерный параметр закрутки:

$$K_r = \frac{\upsilon_\varphi}{\upsilon_r}$$

Тогда число единиц переноса представим как

$$N = \frac{\upsilon_{отн} \cdot F}{Q} - S_{tk} \cdot K_r \qquad (6.3)$$

Введем в качестве критерия эффективности энергозатрат на сепарацию параметр *E*, тогда с учетом (6.3) можно записать

$$E = \frac{\varepsilon}{S_{tk} \cdot K_r} \qquad (6.4)$$

Полученный критерий характеризует полезные энергозатраты на единицу переноса дисперсной фазы и позволяет оценить экономичность конструкции газопромывателя при заданной эффективности центробежной сепарации. В условиях автомодельности по числу Рейнольдса параметр *E* обусловливает геометрические пропорции газопромывателя и может выступать в качестве критерия его совершенства.

Установим связь параметра *E* с критериями, отвечающими за гидродинамическое подобие в газопромывателях, которые в разделе 2.4 второй главы подробно рассмотрены. Для определения наилучших геометрических пропорций газопромывателя необходимо определить взаимосвязь критериев *E* и $R_z$. Как было установлено, профили тангенциальных и радиальных составляющих скорости газа, а также давления и турбулентности в газопромывателе определяются относительным радиусом вихревого ядра $r_я$. Поэтому, для поиска оптимальных геометрических пропорций газопромывателя необходимо установлить взаимосвязь критериев *E* и $r_я$.

Из анализа выражения (6.4), можно отметить, что критерий Стокса $St_K$ характеризуется соотношением двух величин масштаба: времени релаксации частицы и времени крутки потока

$$\tau_\rho \frac{(\rho_\rho - \rho)\cdot d^2}{18\mu}$$

$$\tau = \frac{R}{\upsilon}$$

а комплекс $\xi/K_г$ определяется исключительно пропорциями сепарационной части газопромывателя и не зависит от масштаба. Представим в виде комплексного критерия оптимальных геометрических пропорций газопромывателя параметр $E*$

$$E* = \frac{\zeta}{K_r} \qquad (6.5)$$

Выражая $K_г$ через коэффициент гидравлического сопротивления сепарационной части ξ, и учитывая введенные соотношения (2.32) приведем (6.5) к виду:

$$E* = \frac{\zeta \cdot r_я}{\upsilon} = \frac{x}{\upsilon \cdot r_я} \cdot \int_{\tau_0}^{x} \frac{{r_я}^2}{x^2} dx \qquad (6.6)$$

Все параметры справа от (6.6) характеризуются лишь относительным радиусом вихревого ядра $r_я$, а само выражение (6.6) устанавливает искомую взаимосвязь критериев $E*$ и $r_я$.

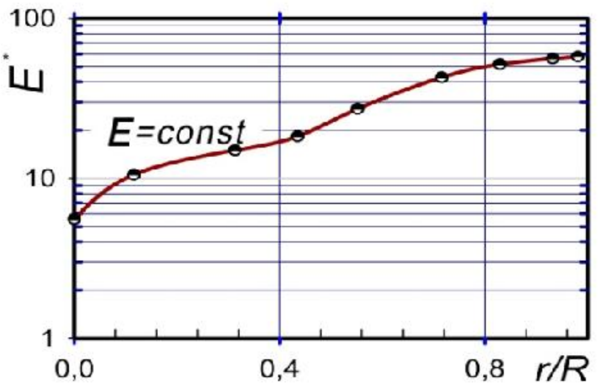



Рисунок 6.1 – Расчетная зависимость параметра $E^*$ от относительного радиуса вихревого ядра

Согласно рисунку 6.1, наименьшее значение $E*$=10 соответствует относительному радиусу $r_o$=0, в интервале $0<r_0<0,2$ значение $E$ практически не меняется по сравнению с наименьшим значением, т.е. $E \approx const$, и лишь при $r_o>0,4$ начинает существенно возрастать. Из анализа расчетной зависимости можно заключить, что более экономичное приращение числа единиц переноса в газопромывателе осуществляется при относительном радиусе вихревого ядра, не превышающем 20% от радиуса аппарата, т.е. при условии $r_o$<0,2. Указанный интервал необходимо учитывать при выборе оптимальных размеров проточной части газопромывателя, а с учетом того, что гидравлическое сопротивление ξ возрастает при $r_o$≈0, можно рекомендовать выбор значения $r_я$ ≈0,2 вблизи правой границы этого интервала как предпочтительный.

**Выбор размеров выхлопных патрубков**

Экспериментальные исследования (глава 3), показали, что при любой форме проточной части газопромывателя существует такое соотношение проходных сечений

$$\frac{S_{пр}}{S_{вых} - S_0}$$

для которого коэффициент ξ, записанный через среднерасходную скорость несущей среды по сечению аппарата, будет минимальным

$$\xi = \frac{2(\rho_{вх} - \rho_{вых})}{\rho \upsilon^2} \tag{6.7}$$

Минимум функции ξ

$$\xi = \left( \frac{S_{вх}}{S_{вых} - S_0} \right) \tag{6.8}$$

соответствует значению

$$\frac{S_{пр}}{S_{вых} - S_0} \approx 1$$

Для поддержания стабильного вихря необходимо, чтобы кинетическая энергия потока была больше суммы энергии, расходуемой на трение, и потенциальной энергии. Размеры входного патрубка определяются в зависимости от размеров газопромывателя и его отводных патрубков. Данный вывод хорошо согласуется с результатами экспериментов и рекомендациями других авторов. Диаметр выходного патрубка в центробежных газопромывателях авторы [146, 154] предлагают изготавливать несколько большим, чем эквивалентный диаметр входного отверстия.

Таким образом, для реализации наилучших пропорций газопромывателя примем соотношение

$$S = S_{вых} - S_0 \tag{6.9}$$

или

$$r_{вх}^2 = r_{вых}^2 - r_0^2 \tag{6.10}$$

**Выбор размеров конической части корпуса**

При рассмотрении движения частиц в газопромывателе было принято допущение о том, что траектории частиц размером от 0,5 до 1,0 мкм совпадают с линиями тока несущей среды. Такое допущение практически не влияет на форму кривой (рисунок 2.29) и лишь незначительно повышает расчетное значение $d_{эф}$ при приемлемой сходимости с экспериментом по интегральным значениям эффективности сепарации.

Запишем условие равновесия частиц

$$(\rho_\rho - \rho)\frac{\pi d_\rho^3}{6}\cdot\frac{v_\varphi^2}{r} = \frac{24a}{\mathrm{Re}}\cdot\frac{\pi d_\rho^2}{4}\cdot\frac{\rho\upsilon_r^2}{2} \tag{6.11}$$

$$a = \frac{1}{0{,}848\cdot\lg\dfrac{\xi}{0{,}057}}$$

где $\alpha$ – коэффициент формы частицы [81]:

$$\mathrm{Re} = \frac{v\cdot d\cdot p}{\mu}$$

*Re* – число Рейнольдса частицы;

*d* – эквивалентный диаметр частицы.

Запишем условие (6.11) в следующем виде:

$$\frac{(\rho_r - \rho)d_\rho^2\cdot\upsilon_\varphi^2}{18\mu r a} = \frac{\upsilon_г}{\upsilon_ч} \tag{6.12}$$

Введем две масштабные величины: радиус $r_я$, в качестве масштаба длины и масштаб скорости $\upsilon_г$. Из (6.12) получим

$$\frac{(\rho_r - \rho)d_\rho^2\cdot\upsilon_\varphi^2}{18\mu r a} = \frac{\upsilon_\varphi r\upsilon_г}{r\upsilon_\varphi^2} \tag{6.13}$$

Левая часть уравнения (6.13) представляет собой число Стокса, сомножителем которого является параметр закрутки, зависящий в условиях автомодельности скорости только от относительных размеров аппарата.

Правая часть уравнения (6.13) зависит от относительного радиуса вихревого ядра и от относительной радиальной координаты $r_{мin.}$

В результате проведенного анализа можно сделать следующие выводы:

- с увеличением радиуса осевой зоны и доли цилиндрической части в общих пропорциях аппарата происходит увеличение эффективности очистки;

- с ростом $\alpha_0$ эффективность улавливания мелкодисперсных частиц снижается, что особенно это заметно при $r_0 > 0{,}2$;

- с удлинением конической части аппарата при постоянной высоте проточной его части, эффективность очистки возрастает.

Следовательно, для достижения максимальной эффективности улавливания мелкодисперсных частиц, доля цилиндрической части в общей длине газопромывателя должна быть наименьшей, а доля конической части – наибольшей. Угол конуса рекомендуется принимать в пределах 15÷20°, так как его дальнейшее уменьшение приводит к существенному увеличению высоты газопромывателя. Прочие геометрические соотношения рекомендуется выбирать из условия $r_0 < 0{,}2$.

## Выбор размеров лопастного завихрителя

Одной из задач конструирования газопромывателей является согласование их геометрических и режимных параметров.

Из анализа графиков полей скорости в аппарате, (п.2.3 второй главы), следует, что при необоснованном выборе параметров завихрителя на пересечении осевой и периферийной зон возникает скачкообразная трансформация осредненных компонент скорости. Такие скачки приводят к возникновению вторичных вихрей близ стенок аппарата, вызывающих дополнительную диссипацию энергии и понижение общей эффективности газоочистки. С учетом указанных явлений, оптимальных гидродинамических условий в газопромывателе можно достигнуть при условии плавного сопряжения профилей скорости на границах осевой и периферийной сепарационных зон.

Для плавного сопряжения скорости в завихрителе, необходимо выполнение равенства

$$v_{\varphi r} = v_{\varphi} \qquad (6.14)$$

Для лопастного завихрителя можно записать:

$$\varphi_{в} a_{в} \frac{Q_{в}}{в_{в} h_{в}} = \varphi \cdot a \frac{a}{вh} \qquad (6.15)$$

Вводя параметр закрутки *K*

$$\frac{Q_{в}}{Q_{в} + Q_{0}} = K \qquad (6.16)$$

преобразуем (6.15) к безразмерному виду

$$\frac{\varphi_{в} a_{в} в_{в} h_{в}}{\varphi_{a} вh} = \frac{1 - K}{K} \qquad (6.17)$$

Согласование геометрических и режимных параметров завихрителя определяется выражением (6.17). Итак, для лопастного завихрителя алгоритм выбора его параметров заключается в следующем:

- с учетом рекомендаций (6.7) и (6.8) производится выбор размеров выхлопных патрубков;

- из условия $r_{о}<r<r_{вх}$ выбираются геометрические пропорции завихрителя;

- из конструктивных соображений подбирается относительная длина лопастей.

По разработанным соотношениям был рассчитан промышленный аппарат "Динамический газопромыватель". Близость рекомендуемых значений к номинальным параметрам, известным из литературных источников, свидетельствует о правомерности изложенных соображений и рекомендаций.

## Рекомендации по конструктивному оформлению

1.Диаметр аппарата рассчитывается исходя из производительности по газу

$$D = 1{,}26\sqrt{\frac{Q}{W}} \qquad (6.18)$$

2.Наружный диаметр завихрителя принимается равным *D*‘=(0,75÷0,85) *D*

3. Число лопастей вычисляется исходя из диаметра завихрителя $z$ = (10 ÷ 25)*D*‘ и округляется до числа, удобного для разбивки окружности на равные части.

4. Длина лопаток рассчитывается по соотношению

$$l_\Lambda = \frac{0{,}5 D_i \sin\frac{360}{z_i}}{\sin(\alpha_y + \frac{360}{z_i})}. \qquad (6.19)$$

Угол установки лопаток $\alpha_y$ рекомендуется принимать от 35° до 45°.

5. Для заданного размера частиц определяем критическую угловую скорость вращения завихрителя

$$\begin{aligned}\omega_{onn} &= 397.38 \cdot w^{1.65}(m \cdot 10^6)^{0.31} \breve{D}^{-0.31} \cdot \breve{z}^{1.05} \times \\ &\times \exp\left[-0.018 \cdot 10^6 d_p - (1{,}06 + 0{,}034w) \cdot \cos\alpha - 2{,}18 \cdot \cos^2\alpha\right]\end{aligned} \qquad (6.20)$$

Направление вращения завихрителя рекомендуется такое, при котором $\alpha$ >90°.

7. Гидравлическое сопротивление завихрителя определяется по формуле

$$\Delta\rho_{\omega > 0} = \frac{0{,}5\rho\omega\, D_1 (0{,}5\,\omega D_1 - W_1 \cos\alpha)}{1 + \frac{1{,}5 + 1{,}1\alpha / 90^\circ}{z(1 - d_1^{\,2})}} \qquad (6.21)$$

Эксплуатационные расходы при работе газопромывателя сводятся главным образом на затраты энергии и обслуживание. Расход энергии при работе газопромывателя может изменяться в широких пределах в зависимости от давления питания и схемы компоновки установки.

Энергия, потребляемая газопромывателем, представляет собой электроэнергию, расходуемую на работу привода для вращения завихрителя. Проведенные испытания показали, что при оптимальном режиме работы газопромывателя средний удельный расход электроэнергии составляет 0,475 квт·ч на очистку 1 000 м $^3$ газа.

8. Мощность привода ориентировочно оценивается по зависимости:

$$P = Q \cdot \Delta \rho \tag{6.22}$$

## 6.5 Очистка газов от пыли в промышленности

Полученные результаты были практически реализованы в производстве обжига известняка при проведении реконструкции системы аспирации дымовых газов печей обжига. Для очистки дымовых газов печей обжига известняка применяется разработанный газопромыватель в качестве второй ступени очистки.

Температура газов печей обжига в перед боровом котла-утилизатора от 500 до 600°С, после котла-утилизатора 250 °С. Средний химический состав дымовых газов (по объему): 17%$C0_2$; 16%$N_2$; 67 % СО. Кроме того, в газе содержится до 70 мг/м$^3$ $S0_2$; 30 мг/м$^3$ $H_2S$; 200 мг/м$^3$ F и 20 мг/м$^3$ CI. Запыленность газа на выходе из конвертора доходит до 200 г/м$^3$. Пыль, как и при отводе газа с дожиганием окиси углерода, состоит из одних и тех же компонентов, но имеет разное содержание высших окислов железа. В ней содержится несколько меньше, чем в запыленном газе, образовавшемся при дожигании окиси углерода, частиц размером менее 1 мкм, так как при дожигании СО повышается температурах газа и происходит дополнительное превышение в пар окислов. Перед поступлением газа на очистку, окись углерода дожигают в специальной камере. Запыленность очищенного доменного газа должна быть не более 4 мг/м$^3$. Для очистки доменного газа от пыли применяется следующая схема (рисунок 6.2). Газ из колошника печи обжига 1 по газоходам 3 и 4 отводится в систему газоочистки. В подъемном и опускном газоходах газ охлаждается, из него сепарируются наиболее крупные частицы пыли, которые в виде шлама отводятся в инерционный шламосборник. В центробежном скруббере 5 доменный газ подвергается очистке до конечного пылесодержания от 5 до 10 г/м$^3$. Пыль периодически удаляется из бункера пылеуловителя и из системы подачи воды или пара для увлажнения пыли. Окончательная очистка доменного газа осуществляется в динамическом газопромывателе, где происходит коагуляция мелкодисперсной пыли. Наиболее крупная пыль и капли жидкости отводятся из газа посредством инерционного брызгоуловителя.

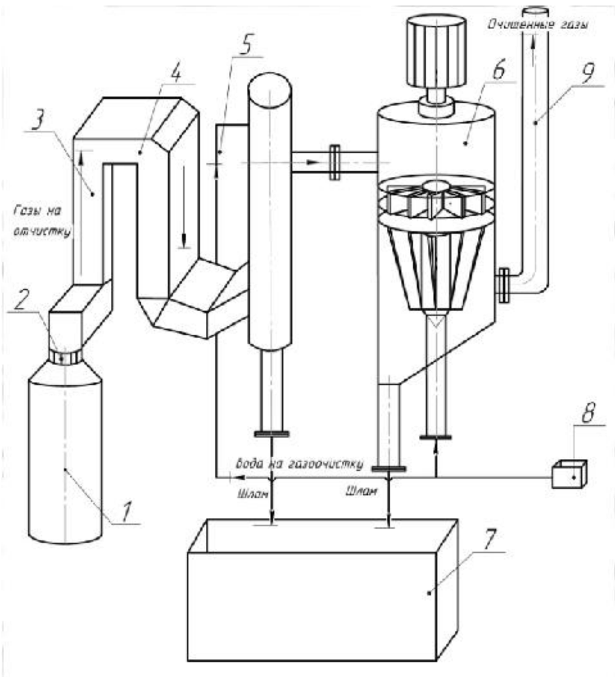


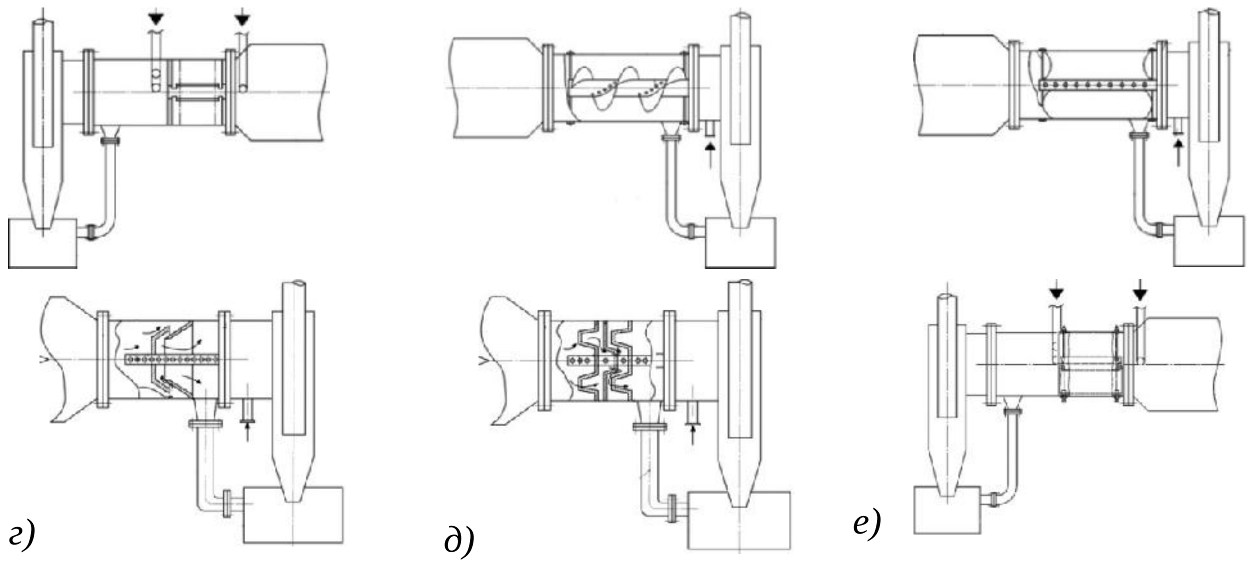

Рисунок 6.2 – Технологическая схема очистки газовых выбросов:
1 – печь обжига; 2 – кессон; 3 – газоход подъемный; 4 – опуской газоход; 5 – центробежный скруббер; 6 – газопромыватель динамический; 7 – бак сбора шлама; 8 – гидрозатвор; 9 – дымовая труба

Очищенный газ отводится в коллектор чистого газа 9, откуда подается в атмосферу. Осветленный шлам из фильтра-отстойника вновь подается на орошение аппаратов. Реализован замкнутый цикл подачи орошающей жидкости, для чего в качестве орошения применяется известковое молоко, близкое по своим физико-химическим свойствам к составу запыленного газа. Результатом внедрения опытно-промышленной установки пылеочистки стало снижение максимальной запыленности газа, выбрасываемого в атмосферу, с 3670мг/м$^3$ до 850 мг/м$^3$. Валовые выбросы пыли в производстве известняка сократились с 5700 т/год до 1300 т/год.

Такой метод позволяет осуществлять очистку газа в значительно большем количестве, требует меньших капитальных и эксплуатационных затрат, снижает загрязнение атмосферы и позволяет применять систему оборотного водоснабжения.

По результатам исследования разработаны промышленные типоразмерные ряды аппаратов БВА диаметром от 0,8 до 1,5 м, реализующие процесс газоочистки в диапазоне производительности от 500 до 10000 м$^3$/час. Аппараты внедрены в качестве второй ступени мокрой газоочистки для очистки отходящих газов от печей обжига известняка в производстве гипохлорита кальция Стерлитамакского ЗАО «Каустик»; в шихтовально – печном цехе

*а)* *б)* *в)*



*г)* *д)* *е)*

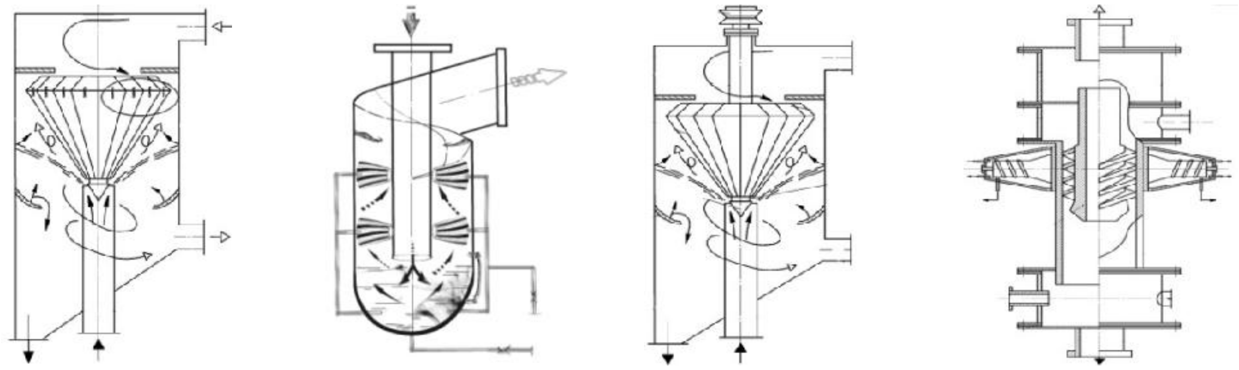
Рисунок 6.3 – Модернизированный ряд аппаратов БВА по патентам на изобретения: *а* – №2182843; *б* – № 2305457; *в* – № 316383; *г* – № 2382680; *д* – № 2403951; *е* – № 2234358

Стерлитамакского ОАО «Сода» для очистки дымовых газов печи обжига барита; в цехе товарной продукции ФКП «Авангард», г. Стерлитамак. На содовых заводах газы известково-обжигательных печей должны очищаться от пыли и охлаждаться до 35÷40$^{o}$С (при начальной температуре до 300$^{o}$С). Обе эти операции могут быть весьма успешно совмещены в двухступенчатой установке мокрой газоочистки с применением БВА. Общий расход воды определяется в данном случае тепловым балансом и значительно превышает потребность в воде для пылеулавливания. Таким образом, нужное улавливание пыли может осуществляться попутно с охлаждением газа в БВА, более дешевом и простом, чем применяемые в настоящее время фильтры, работающие в сочетании со скрубберами мокрой очистки и охлаждения газа.

В результате опытов были определены режимы, при которых степень улавливания известковой пыли была не ниже 98%. Остаточная запыленность газа после БВА газопромывателя не превышала 0,067 г/м$^3$ при начальной запыленности до 24,5 г/м$^3$. Гидравлическое сопротивление аппарата составляло в среднем 1,5 МПа.

Отличительной особенностью внедренных пылеулавливающих систем является реализация размыкания контура дымосос-БВА-циклон и возможность возврата уловленного продукта в технологическое производство. Одновременно с высокой степенью газоочистки и простотой конструктивного исполнения, можно отметить также и улучшение работы дымососа, у которого корпус и рабочее колесо не подвергаются зарастанию. Аппарат может быть размещен внутри газоходов, что имеет бесспорное преимущество для предприятий с ограниченными производсвенными площадями.

Полученные в работе рациональные значения параметров динамического газопромывателя реализованы в аппаратах типа: газопромыватель (рисунок 6.4). Результаты работы были использованы при проектировании систем газоочистки ряда промышленных производств ФКП «Авангард».



Патент №2516658 Патент №2519423 Патент № 2339435 Патент № 2482923

Рисунок 6.4 – Модернизированный ряд газопромывателей

Газопромыватель был смонтирован на напорной стороне дымососа. После его освоения и выявления оптимальных параметров его работы на предприятии были установлены два подобных газопромывателя круглого сечения с замкнутым циклом орошения. Диаметр каждого аппарата 1000 мм, высота 1550 мм, производительность по газу 7500 нм$^3$/час. Степень улавливания пыли 97÷98% при расходе воды 2,25 м$^3$/час.

Газопромыватель полностью оправдал себя в эксплуатации. Для уменьшения фактического расхода воды целесообразно применять ее рециркуляцию с хорошим отстоем после аппарата. В результате внедрения газопромывателя достигнуто значительное уменьшение выноса пыли в атмосферу и улучшение санитарных условий на рабочих местах.

Комплекс проведенных исследований послужил основанием для проектирования системы очистки воздуха производственных помещений. Полученные результаты были практически реализованы в производстве товарной продукции ФКП «Авангард». Аппарат устойчив к колебаниям общей нагрузки по фазам и соотношений расходов газа.

## Результаты промышленных испытаний системы газоочистки на базе аппарата "ротоклон"

Рассмотрим систему мокрой очистки газов, отходящих от закрытой ферросплавной печи 1. На этой печи были проведены сравнительные исследования описанной системы мокрого пылеулавливания (рисунок 6.5).

Наклонный газоход 2, фактически является полым скруббером диаметром 400 мм, работающим в испарительном режиме. При работе газы поступают из него в трубу Вентури 3, состоящий из двух цилиндрических колонн диаметром 1000 мм с общим бункером. В каждой колонне скруббера установлено по три форсунки. Труба Вентури первой ступени очистки имеет горловину диаметром 100 мм и орошается водой из форсунки, установленной перед конфузором. Газы после наклонного газохода направляются сначала в — бункер-каплеуловитель 4, а затем в ротоклон второй ступени, который состоит из инерционного пыле- и брызгоуловителя 7. Отсос газов из печи осуществляется вакуум-насосом ВВН-50, установленным за аппаратами газоочистки. Очищенные газы выводятся в атмосферу.

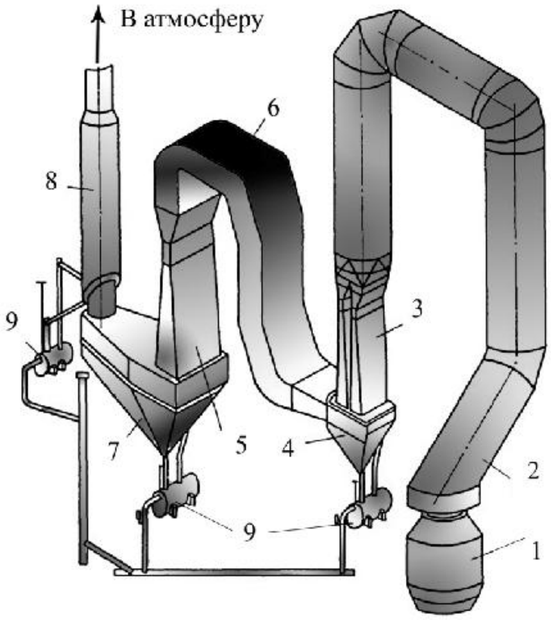



Рисунок 6.5 – Схема очистки дымового газа с охлаждением газа в трубе Вентури и последующей очисткой в ротоклоне:
1 – печь обжига; 2 – газоотводящий тракт; 3 – труба Вентури; 4 – бункер-каплеуловитель;
5 – ротоклон; 6 – газопровод; 7 – инерционный пыле- и брызгоуловитель;
8 – выхлопная труба; 9 – бак-гидрозатвор

Регулирование давления газов под сводом печи и расхода газов осуществляется дросселем перед вакуум-насосом. Шламовая вода из аппаратов газоочистки стекает самотеком в бак гидрозатвора 9, откуда также самотеком поступает в шламовый бак. Из шламового бака вода по двум шламопроводам отводится на водоочистку. После осветления, химической обработки и охлаждения вода насосом вновь подается на орошение газоочистных аппаратов.

Пыль, содержащаяся в газах, отличается высокой дисперсностью (до 80 вес, % частиц менее 5÷6 мкм). В таблице 6.1 приведен состав пыли выхлопных газов. В период испытаний на печи поддерживался практически постоянный электрический режим, что обеспечивало идентичность условий, при которых снимались параметры систем пылеулавливания. Печь работала на пятой и седьмой ступенях напряжения при колебаниях мощности от 14,5 до 17,5 МВт.

Количество отходящих от печи сухих газов составляло от 1500 до 2000 $м^3$/ч. Температура газов, поступающих на очистку, составляла от 750 до 850° С, влажность газа (по объему) не превышала 3÷5%.

Ниже приведены результаты расчета платы за выброс загрязняющих веществ системы пылеулавливания:

Таблица 6.1 – Расчет выплат за выброс загрязняющих веществ

| Наименование загрязняющих веществ) | Газовые выбросы за отчетный период, т/год | | | Базовый норматив платы, руб/т | Размер выплаты за ПДВ, руб/год | Лимит платы, руб/т | Всего по предприятию, руб/год |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Всего | В том числе | | | | | |
| | | ПДВ | ВСВ | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Пыль неорганическая | 18 920 | | – | 30 | 231,24 | 112 | 234,59 |
| Азота диоксид | 104,2 | | – | 47 | 348,26 | 259 | 382,47 |
| Углерода оксид | 274,3 | | – | 0,58 | 2,87 | 4 | 2,88 |
| Серы диоксид | 185,3 | | – | 42 | 542,24 | 213 | 541,15 |
| Итого: | | | | | 1301,27 | | 1249,77 |

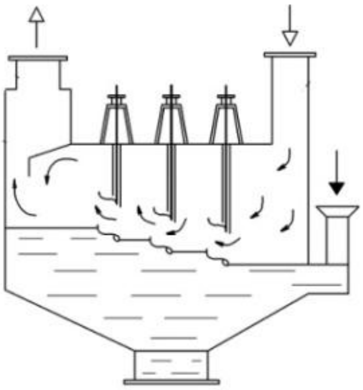
Эти результаты обосновывают целесообразность применения ротоклона для улавливания отходящих из печей газов на различных промышленных предприятиях. Аппарат прост в эксплуатации, его обслуживание состоит из периодического наблюдения за исправностью и за подачей орошающей жидкости. Необходимости в каком-либо ремонте за несколько лет непрерывной работы не возникало. Имеющие место небольшие колебания в питании ротоклона воздухом и водой не нарушают эффективности его работы. Проведенные испытания (таблица 6.2) показали, что степень очистки воздуха от пыли, несмотря на плохую ее смачиваемость, находится в пределах 96,4% , при достаточно резком изменении начальной запыенности от 30 до 100 г/м$^3$. Аппарат введен в нормальную эксплуатацию, работа его протекает бесперебойно, брызгоунос отсутствует.

Таблица 6.2 – Результаты обследования выхлопных газов

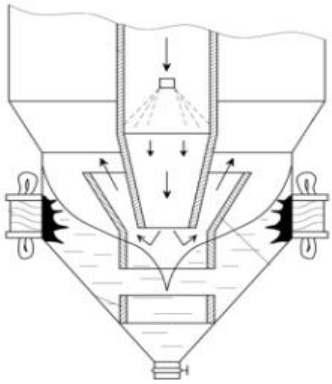
| Состав | Требуемая концентрация, г/нм$^3$ | Концентрация после очистки, г/нм$^3$ |
|---|---|---|
| пыль | 0,02 | 0,00355 |
| $NO_2$ | 0,10 | 0,024 |
| $SO_2$ | 0,03 | 0,0005 |
| CO | 0,01 | 0,0019 |

Таким образом, разработана схема очистки газов, которая позволяет снизить концентрации загрязняющих веществ до заданных значений, следовательно, и снизить выплаты предприятием за выбросы.

Положительные результаты использования ротоклона для очистки отходящих газов ферросплавной печи подтверждают возможность его применения и в других областях промышленности, в частности для ускорения процесса выделения отходящих газов производственных цехов химических предприятий, а также автоматизации указанных процессов.



Патент № 2317845



Заявка на изобретение №2007120000

Рисунок 6.6 – Модернизированный ряд аппаратов "Ротоклон"

Одним из важнейших достоинств компоновки систем пылеочистки "Ротоклон" является возможность замкнутого цикла орошения благодаря системе внутренней циркуляцией жидкости в аппарате. Разработаны рекомендации по рациональному подбору значений режимно-конструктивных параметров пылеулавливающих аппаратов. По результатам исследований были внедрены в различных предприятиях более 10 пылеуловителей. Экономический эффект от внедрения составил около 26 млн руб/год в современных ценах.

## 6.6 Технико-экологическое обоснование выбора системы очистки газа

Колоссальные масштабы производственной деятельности человека способствовали резкому ухудшению состояния окружающей среды, что может повлечь за собой далеко идущие отрицательные последствия для человечества. В последние годы издан ряд законодательных и директивных документов, резко повышающих требования к охране атмосферного воздуха [29, 30]. Промышленные предприятия стремятся к тому, чтобы газоочистное оборудование было высокоэффективным, надежным, долговечным и недорогим, то есть имело бы высокие технико-экономические показатели.

Показатели различных газоочистных сооружений определяются, преимущественно, техническим уровнем проектов. Однако проектирование газоочистных сооружений в России в общей сложности отстает от мирового уровня. Работа над устранением этой проблемы совершается недопустимо медленными темпами. Защита атмосферы от загрязнения представляет собой многопланавую задачу и ее научно-обоснованная реализация еще далека от совершенства.

Главная задача это снижение объемов летучих выбросов в ходе основного технологического процесса. Нередко экономический эффект, полученный в сфере основного производства, полностью перекрывается затратами на очистку больших объемов газовых выбросов. Роль газоочистных сооружений в системе мероприятий по защите атмосферы состоит в ликвидации и обезвреживании тех выбросов, которые невозможно предотвратить профилактическими мерами. Такая постановка проблемы диктуется элементарными экономическими представлениями. По мировым данным, стоимость газоочистных сооружений составляет от 10 до 50 % по отношению к стоимости основного пылевыделяющего оборудования и имеет тенденцию к дальнейшему росту, в связи с ужесточением санитарных требований.

Последствием техногенного влияния на окружающую среду в ряде стран в данное время стало заметное ухудшение состояния атмосферного воздуха, наибольшее влияние на которое оказвают крупнотоннажные выбросы $CO_2$ ($2 \cdot 10^4$), CO (200), $SO_2$ (150), $NO_x$ (50), сероводорода (в млн тонн/год) [5, 15, 26].

Основными задачами, которые ставились при разработке новых газоочистных аппаратов, были следующие:

• разработать критерии технико-экологической оценки эффективности газоочистных систем;

• создать аппараты для очистки газовых выбросов основных индустриальных систем от мелкодисперсной пыли с широким диапазоном изменения технологических и конструктивных параметров.

Технико-экономическое сравнение различных схем пылеулавливания при сооружении газоочистных установок зачастую связано с необходимостью обеспечивания очистки отходящих газов. При этом технико-экономическое сопоставление различных схем газоочистных установок производится лишь при соразмерной эффективности анализируемых вариантов, обеспечивающей соблюдение норм ПДК. Этим обусловлены характерные особенности в сравнительной технико-экономической оценке капитальных затрат на газоочистные установки.

Газоочистные установки, в основном, не приносят прибыли. Частично может окупить их сооружение возможность дальнейшего использования уловленного продукта. Поэтому, в числе технико-экономических показателей как правило, отсутствуют данные, описывающие рентабельность капитальных затрат и срок их окупаемости за счет предполагаемой прибыли. Технико-экономическая оценка газоочистных установок базируется, в основном, на сравнительных данных. Подлежащий оценке объект газоочистки сопоставляется по технико-экономическим параметрам с наилучшим функционирующим аналогичным объектом. Аналог приводится к условиям, сопоставимым с условиями оцениваемого объекта (мощность, степень очистки, условия производства).

Сравнения ведутся по капитальным вложениям, производительности, эксплуатационным затратам.

При расчете экологического ущерба *У* целесообразно перейти к относительным величинам, это позволит уменьшить число коэффициентов, не влияющих на функционирование объекта газоочистки и привести критерии экологической эффективности к технологическим. Был разработан метод расчета относительной эффективности газоочистной установки, позволяющий найти наиболее рациональные конструктивные решения для системы улавливания газовых выбросов. В общем случае, ущерб от газовых выбросов может быть определен как $У = B \cdot M$.

Приведенная масса выброса из $N$ компонентов вычислится по формуле

$$M = \sum_{i=1}^{N} A_i \cdot m_i ,$$

где $m_i$ – масса выброса

$$m_i = (1 - \eta_i) \cdot m_{oi} .$$

Если известна доля конкретного компонента в отходящем газе, $C_{oi}$. и допуская, что ρ – плотность газа не зависит от наличия примесей, получим

$$m_{oi} = C_{oi} \cdot \rho \cdot Q .$$

Вычислим экологический ущерб $У_m$ на единицу массы уловленных примесей

$$У_m = \frac{B \cdot \sum_{i=1}^{N} A_i \cdot (1 - \eta_i) \cdot C_{oi}}{\sum_{i=1}^{N} \eta_i \cdot C_{oi}} \tag{6.23}$$

При оценке газоочистной установки по усредненным параметрам, $\eta_i = \eta$

$$A = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^{N} A_i \cdot C_{oi} \qquad \text{то} \qquad У_m = \frac{B \cdot A \cdot (1 - \eta)}{\eta}$$

Если выразить экологическую эффективность разрабатываемого проекта с точки зрения наименьшего ущерба, наносимого атмосфере, то экологический ущерб в этом случае запишется в виде $У_m$ ì $min$. Значение $У_m$ снижается с ростом величины

$$E = \frac{\sum_{i=1}^{N} \eta_i \cdot C_{oi}}{B \cdot \sum_{i=1}^{N} A_i \cdot (1 - \eta_i) \cdot C_i} \qquad (6.24)$$

Величину *E* можно считать критерием технико-экологической оценки газоочистных установок. Критерий относительной экологической эффективности $\acute{\varepsilon}$ запишется как соотношение значений *E*, вычесленных для новой газоочистной установки $E_1$ и базового аналога $E_o$,

$$\acute{\varepsilon} = E_1 / E_o.$$

В случае $N=1$ компонентов загрязняющих веществ значение критерия Θ найдем как

$$\varepsilon' = \frac{\eta_1}{\eta_o} \cdot \frac{1 - \eta_o}{1 - \eta_1}. \qquad (6.25)$$

Таким образом, для двух подлежащих оценке объектов газоочистки конкретного производства, различающихся степенью сепарации, $\eta_1 \neq \eta_o$, относительная экологическая эффективность системы определяется технико-экологическим параметром $\acute{\varepsilon} \to \max$. Предотвращенный экологический ущерб $У_p$ вычисляется как разность: $У_p = У_0 - У_1$, между экономическими потерями конкурирующих систем.

Проведем сопоставление двух вариантов схем пылеулавливания, реализуемых в одном и том же производстве с одинаковым уровнем технологического обеспечения. За базовый вариант $У_o$ примем максимально возможный ущерб от газовых выбросов производства, в котором не предусмотрена технологическая схема газоочистки, $\eta_{io} = 0$.

Эффективность газоочистки будем оценивать в долях от максимального ущерба $E_n = У_p / У_o$

$$E_п = \frac{У_р}{У_о} = \frac{\sum_{i=1}^{N} A_i \cdot C_{нi} \cdot \eta_i}{\sum_{i=1}^{N} A_i \cdot C_{нi}} \qquad (6.26)$$

В предположении, что все компоненты отходящих газов выброса со средними показателями агрессивности улавливаются в одинаковой мере ($A_i$=$A$, $\eta_i = \eta$), получим, что $E_n = \eta$. Очевидно, что критерий технико-экологической эффективности $E_п$, является частным случаем коэффициента эффективности очистки η, полученного для газа с усредненными характеристиками. При выборе конструктивно-схемных решений газоочистных установок, предпочтение следует отдать той установке, которая обеспечивает более высокие показатели $E_п$.

Разработка и обслуживание газоочистных установок требует затрат $Z$ (руб./с). При оценке общего ущерба необходимо учитывать, что известным недостатком мокрых пылеуловителей, работающих в промышленности, является однократное применение орошающей жидкости и, как следствие, значительные ее расходы на очистку газа. В то же время, недостатками сухих пылеуловителей являются: низкая эффективность улавливания тонкодисперсных частиц и вторичный унос дисперсной фазы.

Рассчитаем относительные показатели газоочистки: зависимость предотвращенного ущерба $\Delta У_p = У_1 – У_2$ от величины затрат на очистку $\Delta Z$.

Тогда функция $У_р \rightarrow$ max запишется как

$$E_n=(аУ_n /а Z ) \rightarrow \max.$$

Рассмотрим расчет величины $У_p$ для наиболее используемых в различных отраслях производства газоочистных аппаратов с закрученным движением дисперсной среды. Эксплуатационным затратам на газоочистку в таких аппаратах наиболее полно отвечает составляющая энергозатрат, связанная с гидравлическим сопротивлением аппарата Δо (Па). Расход энергии на очистку газа определится как $I$ = ао ẻ $Q$ (Дж/с), где потеря напора, согласно уравнению Бернулли: Δе = Δо/ρ (Дж./кг)

Энергозатраты $Z_э$ определим из выражения:

$$Z_э = C_э \cdot Q \cdot \Delta P .$$

где $C_э$ – стоимость электроэнергии $C_э$, (руб./Дж)

Предотвращенный ущерб окружающей среде от выбросов загрязняющих веществ $У_m$ определяется по формуле:

$$E_п = \frac{B \cdot \rho \cdot \sum_{i=1}^{N} A_i \cdot C_{oi} \cdot \eta_i}{C_э \cdot \Delta P} \qquad (6.27)$$

где η – эффективность газоочистки;

*C* – концентрация загрязняющих веществ;

*B* – относительный коэффициент эколого-экономической опасности ($i^{-го}$ компонента).

Относительная технико-экологическая эффективность газоочистки έ рассчитывается как соотношение величин, вычисленных для базовой $E_o$ схемы и предложенного конструктивно-схемного решения Е

$$έ = E_1 / E_o$$

Для усредненных величин

$$\breve{\varepsilon} = \frac{\Delta P_o \cdot \eta_1}{\Delta P_1 \cdot \eta_o} \ . \qquad (6.28)$$

Результаты оценки эффективности газоочистки применим для сравнительного анализа пылеуловителей центробежного действия по критерию έ.

Таблица 6.3 – Сравнительный анализ технико-экономических параметров базовой и предлагаемой систем газоочистки

| № п/п | Параметр | Единица измерения | Базовая система | Предлагаемая система |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Производительность | $м^3/с$ | 4 | 4 |
| 2 | Потери напора | Па | 2840 | 1570 |
| 3 | Коэффициент гидравлического сопротивления | | 10,7 | 8,2 |
| 4 | Концентрация выброса в атмосферу | $мг/м^3$ | 108,5 | 59 |
| 5 | Занимаемая площадь в плане | $м^2$ | 17 | 5,3 |
| 6 | Металлоёмкость | $м^2$ | 6,4 | 4,7 |
| 7 | Потребляемая энергия | КВт ·ч | 24 | 28 |

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| 8 | Удельный расход электроэнергии на очистку 1000 м$^3$ газа | КВт ·ч | 0,627 | 0,475 |
| 9 | Расход жидкости | кг/ч | - | 0,4 |
| 10 | Критерий έ | | 1,0 | 1,85 |

В качестве базовой была принята двухступенчатая установка типа «циклон ЦС-6». Результаты сравнительного анализа представлены в таблице 6.3.

Из полученных данных можно заключить, что критерий эффективности έ характеризует принцип процесса пылеулавливания – чем выше степень очистки в аппарате η, тем выше величина έ.

В данном случае предлагается колличественная оценка эффективности газоочистки, позволяющая установить, в какой степени отличаются друг от друга две конкурирующие системы.

На рисунке 6.7 показаны результаты исследования сепарирующей способности газопромывателя по критерию έ в зависимости от скорости газового потока υ, рассчитанной на полное сечение аппарата.

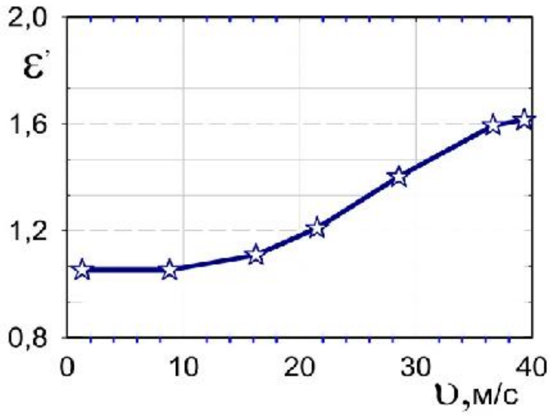



Рисунок 6.7 – Зависимость критерия έ от скорости газового потока

Полученные результаты носят иллюстрационный характер и показывают возможность применения критерия технико-экологической эффективности έ для сравнительного анализа газоочистных установок. Сравнение разработанных газопромывателей с другими, применяемыми в настоящее время аппаратами, по технико-экономическим показателям показывает большие достоинства первых. Новые аппараты являются простым, дешевым и эффективным газопромывателями. При наилучшей степени очистки газа от пыли их габариты, вес и стоимость меньше, чем у большинства других очистных устройств. Меньше и эксплуатационные затраты при высокой надежности аппарата в работе.

# ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 6

1. Выполнена систематизация, и уточнение рекомендаций по проектированию геометрических пропорций проточной части газопромывателя, а также с точки зрения оптимизации гидродинамических условий его работы.

2. Сформулирован критерий для оценки совершенства геометрических пропорций газопромывателя, характеризующий полезные энергозатраты на единицу переноса дисперсной фазы и позволяющий оценить экономичность конструкции газопромывателя при заданной эффективности центробежной сепарации. Установлено, что наиболее экономичный результат достигается при относительном радиусе вихревого ядра, не превышающем 20% от радиуса аппарата. Указанный интервал необходимо учитывать при выборе оптимальных размеров проточной части газопромывателя.

3. В результате исследования конструктивных параметров газопромывателя установлено, что:

- с увеличением радиуса осевой зоны и доли цилиндрической части в общих пропорциях аппарата происходит увеличение эффективности очистки;

- с ростом $\alpha_0$ эффективность улавливания мелкодисперсных частиц снижается, что особенно это заметно при $r_0 > 0,2$;

- с удлинением конической части аппарата при постоянной высоте проточной его части, эффективность очистки возрастает.

Следовательно, для достижения максимальной эффективности улавливания мелкодисперсных частиц, доля цилиндрической части в общей длине газопромывателя должна быть наименьшей, а доля конической части – наибольшей. Прочие геометрические соотношения рекомендуется выбирать из условия $r_0 < 0,2$.

4. Согласование геометрических и режимных параметров завихрителя позволило дать рекомендации по конструктивному оформлению.

С учетом рекомендаций производится выбор размеров выхлопных патрубков; из условия $r_о<r<r_{вх}$ выбираются геометрические пропорции

завихрителя; из конструктивных соображений подбирается относительная длина лопастей.

5. При оценке технико-экологической эффективности газоочистки ставилась задача объединить расчет ущерба окружающей среде и эксплуатационные параметры газоочистной установки, т.е. связать экологическую эффективность с технологической и разработать методы прогнозирования эффективности газоочистки, дающие возможность выбрать наиболее перспективные конструктивно-схемные решения газоочистных аппаратов. Введено понятие критерия эффективности έ, который характеризует принцип процесса пылеулавливания – чем выше степень очистки в аппарате η, тем выше величина έ. В этом случае вместо качественной оценки рассматривается количественная оценка эффективности газоочистой установки, позволяющая определить принципиальные отличия двух конкурирующих систем.

6. Промышленные испытания и некоторый опыт эксплуатации разработанных газопромывателей показывают, что их внедрение приносит значительные выгоды. Сравнение разработанных газопромывателей с другими, применяемыми в настоящее время пылеуловителями, по технико-экономическим показателям показывает большие достоинства первых. При наилучшей степени очистки газа от пыли их габариты, вес и стоимость меньше, чем у большинства других очистных устройств. Меньше и эксплуатационные затраты при высокой надежности аппарата в работе.

# ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Решена важная научно-техническая проблема повышения эффективности процесса газоочистки путем разработки научно-обоснованного универсального метода прогнозирования ее эффективности при создании высокопроизводительных, экономичных и экологически надежных инерционных аппаратов с активной гидродинамикой.

Поставленная цель достигается в результате следующих теоретических, экспериментальных и производственных исследований.

1. Выполнен обширный и исчерпывающий комплекс исследования аэрогидродинамических параметров газоочистных аппаратов различных типов и конструкций с оценкой вклада отдельных составляющих на основные показатели их работы. Исследование гидродинамики и сепарации дало возможность оценить характер взаимосвязи основных аэрогидродинамических показателей от конструктивных особенностей аппаратов. Разработана модель течения газодисперсной среды, позволяющая рассчитать распределения всех компонент скорости $U'_{\varphi}$, $U'_r$, $U'_x$, а также функции тока $\psi$ $(r, z)$ и построить характерную гидродинамическую картину течения в программном комплексе Ansys CFX.

2. Впервые с единых методологических позиций проведена комплексная оценка эффективности процесса газоочистки, в основе которой лежит универсальный детерменированный подход, дающий полное представление о поведении частиц в закрученном потоке и определяющий основные закономерности процесса сепарации. Установлена однозначность влияния на вторичный унос пыли критериев геометрического подобия $C_г$ и $C_р$, определяющих конструктивные и режимные параметры аппарата. Введено понятие "фактор сепарации *Ф*", связывающий оба критерия и позволяющий разделить процесс газоочистки на две области: вторичного уноса пыли и зоны полной сепарации. Результаты исследований положены в основу новой методологии расчета эффективности газоочистки, отличающейся хорошей точностью прогнозируемых значений, простотой получаемых на ее основе

решений, а также возможностью оценки эффективности газоочистки при отсутствии сведений о дисперсном составе пыли. Значительное повышение точности предлагаемой методологии обусловлено рассмотрением аппаратов одного класса; использованием в расчетах эффективного диаметра частиц, который значительно меньше их медианного диаметра; точностью выборки экспериментальных данных для регрессионного анализа; учетом наиболее важных факторов, влияющих на эффективность сепарации. Ошибка прогноза составила: 1,2...2,6 % для газопромывателей; 5,2...6,4 % для ротоклона; 2,5...4,8 % для барботажно-вихревых аппаратов. Верификация подтвердила универсальность полученных решений и возможность их применения в инженерной практике.

3. Исследована возможность целенаправленной интенсификации турбулентности движущейся в поле центробежных сил среды, что достигается с помощью вращающегося лопастного завихрителя. Основой управления турбулентностью среды является формирование области интенсивной закрутки, где ключевым параметром выступает угловая скорость вращения завихрителя ω. Выявлены оптимальные гидродинамические условия центробежной сепарации, которые предложено оценивать величиной оптимальной скорости вращения завихрителя $\omega_{опт}$, при которой отсутствует вторичный унос пыли. Получены следующие рекомендации для проектирования: максимальная эффективность сепарации обеспечивается при установке лопаток на угол $\alpha = 10 \div 30°$ и отрицательном направлении вращения, т.е. $\dot{\alpha} = 100 + 110°$; увеличение числа лопаток не приводит к повышению эффективности очистки газа; целесообразно обеспечивать умеренные значения υ (до 30 м/с) и $\omega_{опт}$ (до 100 $с^{-1}$).

4. Проведено исследование гидродинамики и сепарации частиц в ротоклоне, позволившее подробно рассмотреть все стадии процесса гидродинамического взаимодействия фаз в аппаратах ударно-инерционного действия. Выявлена возможность целенаправленно моделировать структуру течения потока, что достигается с помощью регулируемых лопаток импеллера синусоидального профиля, при этом лопатки могут быть установлены вдоль радиуса любым необходимым образом. Установлено, что аэродинамическое профилирование

лопаток импеллера повышает эффективность газоочистки на 30÷38% по сравнению с прямыми лопатками при минимальных энергозатратах. Определена граничная степень рециркуляции орошающей жидкости, обеспечивающая стабильную работу ротоклона, при этом показано, что снижение эффективности улавливания мелкодисперсных частиц обусловлено ростом вязкости орошающей жидкости.

5. Проведено исследование гидродинамики и сепарации в аппаратах барботажно-вихревого типа, позволившее выявить закономерности изменения гидравлического сопротивления и фракционной эффективности очистки газа от геометрических параметров завихрителя, закрутки потока и наличия орошения. Сравнение сепарационных возможностей завихрителей различных типов выявило наиболее выгодный параболический профиль, обеспечивающий высокую производительность по очищенному газу и эффективность пылеулавливания до 94%. Получены полуэмпирические зависимости для расчета гидравлического сопротивления с учетом влияния жидкой фазы и принудительной закрутки потока.

6. На разработанных опытно-промышленных установках экспериментально подтверждены результаты математического моделирования процесса сепарации дисперсных частиц из газового потока. Разработан модернизированный ряд аппаратов, показавших высокую эффективность очистки газовых выбросов в лабораторных и промышленных условиях, что свидетельствует о научной обоснованности методики их расчета. Экологический результат внедрения систем и рекомендаций заключается в повышении эффективности очистки отходящих газов и улучшении экологической обстановки в зоне предприятий. Годовой экономический эффект от внедрения разработок составил 26 млн руб/год.

# СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

## УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$D_{АП}$ – внутренний диаметр аппарата;

$F_{АП}$ – площадь поперечного сечения аппарата;

$F_{ВХ}$ – площадь сечения входных патрубков;

$G$ – расход газовой фазы;

$L$ – расход жидкой фазы;

$M$ – момент количества движения в осевом направлении;

$M_{вх}$ – момент количества движения на входе;

$M_{О}$ – момент количества движения завихрителя;

$P_{ОР}$ – периметр орошения;

$P_{ОР}$ – потери напора в орошаемом аппарате;

$P_{СУХ.}$ – потери напора в сухом аппарате;

$P_{ст.вх.}$ – потери напора на входе в аппарат;

$Re$ – критерий Рейнольдса для частицы или капли;

$R$ – внутренний радиус аппарата;

$R_1$, $R_2$ – радиусы вершины и основания конического завихрителя;

$Re$ – критерий Рейнольдса для газа;

$Stk$ – критерий Стокса;

$Sh$ – критерий Струхаля;

$U_{\varphi}$, $U_x$, $U_r$ – скорость частиц в тангенциальном, осевом и радиальном направлениях;

$V_{\varphi}$, $V_x$, $V_r$ – полная скорость газового потока в тангенциальном, осевом и радиальном направлениях;

$W_{\varphi}$, $W_x$, $W_r$ – скорость капель в тангенциальном, осевом и радиальном направлениях;

$V_{X.СР.}$ – среднерасходная скорость газа;

$V_{ВХ.}$ – скорость на входе в закручивающее устройство;

ω – угловая скорость вращения завихрителя;

$\omega_{опт}$ – оптимальная скорость вращения завихрителя;

$n_O$ – число оборотов ротора;

$\alpha_У$ – угол установки лопастей;

α – угол направления вращения;

$\bar{e}$ – относительная длина лопасти;

$\bar{z}$ – относительное число лопастей;

r – радиус вихря;

*K* – коэффициент крутки;

ε – коэффициент потери крутки;

*C* – концентрация дисперсной фазы;

*a* – ширина входного патрубка;

*b* – высота входного патрубка;

$d_0$ – диаметр оросителя;

$d_к$ – диаметр капли;

$d_ч$ – диаметр частицы;

$r_{\varphi m}$ – радиус максимума тангенциальной скорости;

*z* – запыленность газа;

β – угол конуса завихрителя;

η – эффективность пылеулавливания;

$\eta_Ф$ – фракционная эффективность;

φ – угол отклонения газового потока относительно оси;

$\rho_г$ – плотность газа;

*m* – масса частиц пыли;

$\rho_ч$ – плотность частиц пыли;

$\rho_ж$ – плотность жидкости;

$\tau$ – время;

$\xi_к$ – коффициент гидравлического сопротивления капль жидкости;

$\xi_{ап}$ – коффициент гидравлического сопротивления газопромывателя;

$\xi_ч$ – коффициент гидравлического сопротивления дисперсных частиц;

*в* – толщина слоя капель;

$h_ж$ – уровень жидкости;

$\mu$ – динамическая вязкость;

$\nu$ – кинематическая вязкость;

$C_р$, $C_г$ – критерии подобия;

*Ф* – фактор сепарации;

$k_\delta$, $Ф_\delta$ – коффициент и фактор формы частицы;

$R_д^2$ – коффициент детерминации;

$R_k$ – коффициент корреляции;

*DW* – коффициент Дарбина-Уотсона;

$\sigma$ – среднее квадратическое отклонение;

$\Delta$ – средняя абсолютная ошибка;

$n_в$ – объем выборки;

$d_{20}$ – диаметр начального участка выхлопного патрубка;

lg $\sigma$ – логарифм среднеквадратичного отклонения размеров частиц (по массе);

$\tau_\delta$ – время динамической релаксации частицы;

$\varepsilon_{отн}$ – относительная ошибка гипотезы;

lg $\sigma_\eta$ – логарифм среднеквадратичного отклонения фракционной очистки;

$\delta_{min}$ – минимальный диаметр улавливаемых частиц.

## ИНДЕКСЫ

0 – исходный;

*i* – индекс;

э – экспериментальный;

вх, вых – параметры на входе и выход из аппарата;

р – расчетный аппарат, геометрически подобный базовому;

г – газ;

ж – жидкость;

кр – критический;

ср – средний;

тв – твердый;

пл – пленочный;

*d* – дисперсный;

опт – оптимальный.

## СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

БВА – барботажно-вихревой аппарат;

ВА – вихревой аппарат;

ТЛЗ – тангенциальный лопастной завихритель;

АЛЗ – аксиальный лопастной завихритель;

АТЗЦ – аксиально-тангенциальный завихритель с центральным вводом;

АТЗП – аксиально-тангенциальный завихритель с периферийным вводом.

# СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ


1. Гудериан, Р. Загрязнение воздушной среды: Пер. с англ. М.: Мир, 1999. – 248 с.
2. Дубинская, Ф. Е. Очистка газов чугунолитейных вагранок / ЦИН-ТИХИМНЕФТЕМАШ. М., 1988. – 81 с.
3. Идельчик, И.Е. Аэрогидродинамика промышленных аппаратов. М.: Машиностроение, 1983. – 351 с.
4. Идельчик, И.Е., Александоров В.К. Исследование циклона в системе золоулавливания// Теплоэнергетика, 1988. №8. С.45-48.
5. Интенсивные колонные аппараты для обработки газов жидкостями /Под ред. Э. Я. Тарата. Л.: Изд-во ЛГУ, 1986. – 240 с.
6. Лебедюк, Г. К. и др. Методы очистки печных фосфоросодержащих газов от пыли / ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. М., 1981. – 28 с.
7. Пазин, Л. М., Либина, В. Л.// Промышленная и санитарная очистка газов/ ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. М., 1987. № 5. – С. 23.
8. Вайдуков, В.А., Прилуцкий Я.Х., Лейбовский М.Г. Новые конструкции отечественных циклонов. М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1989, 40 с.
9. Рахмонов, Т. З., Салимов З.С., Умиров Р. Р. Мокрая очистка газов в аппаратах с подвижной насадкой. – Т.: Фан, 2005. –163 с.
10. Русанов, А.А., Урбах И.М., Анастасиади А.П. Очистка дымовых газов в промышленной энергетике. М.: Энергия, 1989. – 456 с.
11. Сажин, Б.С., Гудим Л.И. Пылеуловители со встречными закрученными потоками // Химическая промышленность. – Москва, 1984. – №8. – С.50-54.
12. Старк, С. Б. Пылеулавливание и очистка газов в металлургии. М.: Металлургия, 1987. – 328 с.
13. Старицкий, В.И. Газовое хозяйство заводов черной металлургии. М.: Металлургия, 1993. – 496 с.
14. Ужов, В.М., Валъдберг В.Н. Очистка газа мокрыми фильтрами. М.: Химия, 1982. –248 с.
15. Ужов, В.М., Валъдберг В.Н. Подготовка промышленного газа к очистке. М.: Химия, 1985. – 216 с.

16. Ужов, В.М., Мякков В.И. Очистка промышленного газа фильтрами. М.: Химия, 1980. – 320 с

17. Ужов, В.М., Валъдберг В.Н., Мякков В.И., Рашидов И.К. Очистка промышленного газа от пыли. М.: Химия, 1981. – 392 с.

18. Указания и нормы технологического проектирования и технико-экономические показатели энергетического хозяйства предприятий черной металлургии. Металлургические заводы. Т. 18. Защита атмосферы. Очистка газов от пыли. ВНТП 1-41-00. МЧМ РФ, 2001. 126 с.

19. Экономика обезвреживания газовых выбросов/НИИХИМ.М., 2009. № 6(**25**). 26 с.

20. А.с. 861914 СССР, МКИ В01Д47/14. Вихревой массообменный аппарат/ Р.Х. Мухутдинов, Н.А. Артамонов. Опубл. 1981. Бюл. №33.

21. А. с. 469874 СССР, МКИ В01Д47/06. Вихревой пылеуловитель/ В.М.Шмеркович, С.Г. Мустаев. Опубл. 1973. Бюл. №17.

22. А. с. 1421379 СССР, МКИ В01Д47/06. Сепаратор - промыватель/ А.А.Лакомкин. Опубл. 1988. Бюл. №33.

23. А. с. 1430073 СССР, МКИ В01Д47/06. Конденсационный пылеуловитель/ А.П. Логачев, Е.А. Воронина. Опубл. 1988. Бюл. №38.

24. А. с. 1185674 СССР, МКИ В01Д47/06. Устройство для контактирования фаз/ А.И. Летюк, Г.А. Ткач, В.Н.Гридасов. Опубл. 1995. Бюл. №36.

25. А. с. 1438829 СССР, МКИ В01Д47/06. Устройство для очистки газа/ Ю.А. Коротков, П.И. Черников. Опубл. 1988. Бюл. №43.

26. Патент 2091137 РФ, МКИ В01Д47/14. Мокрый пылеуловитель/ Ю.Г.Нечаев, Г.П. Есипов, Г.В. Руденко. Опубл. 1997. Бюл. №27.

27. Патент 2054306 МКИ B01D47/15. Аппарат мокрой очистки газа/ В.Н. Журавлев, А.М. Валиев. Опубл. 1996. Бюл. №5.

28. Алиев, Г.М. Устройство и обслуживание газоочистных и пылеулавливающих установок. - М.: Металлургия, 1988. – 368 с.

29. Smoluchovski, M. Zeit. Phys. Chem., 92, 129. 1917.

30. Шукин, И.К., Халатов Л.Д. Тепло-массообмен и гидродинамика закрученного потока в осесимметричных каналах. М.: Машиностроение. 1982.– 199 с.

31. Эйнштейн, А., Смолуховский Н. Броуновское движение: Сб. науч. ст. Л.: ОИТИ. 1936.– 607 с.

32. Гутман, Б.М., Ершов В.П., Мустафаеа А.М. Расчет циклонных установок для нефтедобывающей промышленности. Баку. 1993. – 109 с.

33. Васильев, О.Ф. Основы механики винтовых и циркуляционных потоков. М.: Госэнергоиздат, 1978. – 144 с.

34. Гухман, А.А. Введение в теорию подобия. М.: Высш. шк. 1983. – 296 с.

35. Дейли ,Дж., Харлеман Д. Механика жидкости. М.: Энергия, 1981. – 480 с.

36. Кучерук, В.В. Очистка вентиляционного воздуха от пылей. – М.: Химия. 1983. –265 с.

37. Бояринов, А.И., Кафаров В.В. Методы оптимизации в химической технологии. М.: Химия, 1979. 312 с.

38. Дейч, В.Г. К вычислению сепарационных характеристик стохастической теории в разделительных процессах // ТОХТ. 1987. Т. 21, № 3. С. 411-415.

39. Дейч, В.Г., Стальский В.В. Анализ процесса непрерывного сгущения суспензий на основе уравнения Фоккера-Планка-Колмогорова // ТОХТ.1984. Т. 18. № 1. С. 66-68.

40. Алиев, Г.М. Техника пылеулавливания и очистки промышленных газов: Справочник. М.: Металлургия. 1986. –543 с.

41. Баранов, Д.А. Кутепов А.Н., Лагуткин М.Г. К расчету сложных схем соединения гидроциклонов / Журнал прикладной химии, №11, т.62, №11, 1989. с.2486-2490.

42. Белевицкий, А.М. Проектирование газоочистительных сооружений. Л.: Химия, 1990. – 288 с.

43. Белов, С.В. , Барбинов Ф.А. , Козьяков А.Ф. Охрана окружающей среды. М.: Высшая школа, 1991. – 319 с.

44. Беспамятов, Г.Н., Кротов Ю.А. Предельно допустимая концентрация веществ в окружающей среде. – Л.: Химия, 1985. – 306 с.

45. Ватин, Н.И., Стрелец К.И. Очистка воздуха при помощи аппаратов типа циклон. – С.Петербург, 2003. С. 65.

46. Голъдштик, М.А. Вихревые потоки. Новосибирск: Наука, 1981 – 366 с.

47. Евремов, Г.И., Лукачевский В.П. Пылеочистка. – М.: Химия, 1990. – 72 с.

48. Зайчик, Л.Н., Першуков Ф.А. Моделирование газодисперсного турбулентного течения с фазовым переходом. Механика жидкости и газа. 1996. №5, с. 3-19

49. Иванов, А.А. Расчет и конструирование вихревых сепарационных аппаратов на основе структурного анализа гидродинамики закрученных потоков. Автореферат дис. док. техн. наук. Дисс. д.т.н. Дзержинск, 1998. –307 с.

50. Распределение жидкости. Очистка и рекуперация промышленных выбросов. Энциклопедия по машиностроению / Под ред. В.Ф. Максимова. – М.: Лесн. пром. 2016. – 640 с.

51. Падва, В. К. Теоретическое и экспериментальное исследование циклонных пылеуловителей. Дисс. канд.тех. наук. М.: НИИОГАЗ, 1968 – 114с.

52. Рекомендация к проектированию очистки воздуха от пыли в системе вытяжной вентиляции. Москва: Стройиздат 1985, 35 стр.

53. Родионов, А.И. Техника защиты окружающей среды. – М.: Химия, 1989.– 512 с.

54. Родионов, А.И., Кузнецов Ю.П., Зенков В.В. Оборудование, сооружения, основы проектирования химико-технологических процессов защиты биосферы от промышленных выбросов. – М.: Химия, 1985. – 352 с.

55. Родионов, А.И., Клушин В.Н., Систер В.Г. Технологические процессы экологической безопасности. – Калуга: Н. Бочкаревой, 2000. – 800 с.

56. Розенгарт, Ю.И., Мурадова З.А., Теверовский Б.З. Теплоэнергетика металлургических заводов. М.: Металлургия, 1985. – 302 с.

57. Старк, С.Б. Газоочистные аппараты и установки металлурrического производства. М.: Металлурrия, 1990. – 400 с.

58. Старк, С.Б. Пылеулавливания и очистка rазов в металлурrии. М.: Металлурrия, 1987. – 328 с.

59. Тимонин, Н.Е. Инженерно-экологический справочник. Т. 1-3. – Калуга. 2006. – 634 с.

60. Тимонин, Н.Е. Основы конструирования и расчета химико-технолоrического и природоохранного оборудования: Справочник. Т. 1- 3. Калуга. 2006. – 1820 с.

61. Халатов, А.А.. Жизняков В.В. Гидрогазодинамика закрученного потока в выходом канале циклона // Промышленное применение циклонов. Горький, 1981. С.206-209.

62. Хапель, Дж., Бренер Г. Гидрогазодинамика при малых числах Рейнольдса. М.: Мир. 1986. –630 с.

63. Непомнящий, Э.Д., Кутепов А.Н., Павловски В.Е. Закономерности разделительных процессов в гидроциклонах // Теор. основы хим. технол. 1989. Т. 13. № I. С. 86-90.

64. Непомнящий, Э.Д. Расчет полей скорости в гидроциклоне на основе турбулентных течений // Теор. основы хим. технол. 1989. Т. 13, № 5. С. 787-790.

65. Штокман, Е.А. Очистка воздуха. - М.: издательство АСВ, 1998. – 320с.

66. Лебедюк, Г. К. и др. Методы очистки печных фосфоросодержащих газов от пыли / ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. М., 1981. – 28 с.

67. Кузенков, Б.А. Исследование мокрых пылеуловителей с внутренней циркуляцией воды. Водоснабжение и санитарная техника 1971, №11, с.19-23

68. Кучерук, В.В. Очистка вентиляционного воздуха от пыли. М.:Химия,1963.– 120с.

69. Пирумов, А. И. Обеспыливание воздуха, Москва: Стройиздат. 1974. – 192с.

70. Рычков, В.П., Савельев Ю.А Применение ротоклона «Урал» в промышленности Безопасность труда в промышленности 1982, №8, с. 43-45.

71. Вальдберг, А.Ю., Лебедюк Г.К. Центробежные и форсуночные и ударные пылеуловители. М.:ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ 1981, – 38с.

72. Герцева, М.И., Кирсанова Н.С. , Гордон Г.М. Каплеобразование и каплеунос в скруббере ударного действия Труды ГИН ЦветМета 1988, вып.44 с.71-77

73. Герцева, М.И., Кирсанова Н.С., Гордон Г.М. Влияние отдельных факторов на эффективность улавливания пыли в скрубберах ударного действия Труды ГИН ЦветМета 1985, вып.36, с. 112-117.

74. Эйнштейн, А., Смолуховскнй Н. Броуновское движение: Сб. науч.ст. Л: ОПТИ 1936. – 607 с.

75. Nukiyama, S., Tanasawa J., Experiments on the atomisation of liquids in an air stream.Rep. fromTrans.Soc.Mech.Eng. (Japan), 1938, 4, № 15.

76. Nukiyama, S., Tanasawa J., Experiments on the atomisation of liquids in an air stream. Rep. 4 Trans, from Trans. Soc. Mech. Eng. (Japan), 1938, 5, № 18.

77. Швыдкий, В.С., Ладыгичев М. Г. Очистка газов. Справочник, М.: Теплоэнергетика, 2002. – 528 с.

78. Штокман, Е.А. Очистка воздуха. - М.: издательство АСВ, 1998. – 320 с.

79. Юдашкин, Н. М. Пылеулавливание и очиетка газа в черной металлургии. – М.: Металлургия, 1995. – 356 с.

80. Ахмедов, Р.Б. Аэродинамика закрученных струй. М.: Энергия, 1977. – 220 с.

81. Кочевский, А. Н., Неня В. Г. Современный подход к моделированию и расчетам течения жидкостей в лопастных гидромашинах // Вестник СумГУ. Сумы, 2003. № 13 (59). С. 195-210.

82. Косой, Г.Н., Сапешко Б.Б. Динамика движения твердой частицы во вращающемся турбулентном потоке жидкости // Теорет. Основы хим. технологии. 1980. Т. 14. № 3. С. 452-456.

83. Dormal J. F. New Grid Generation For Rotating Machinery // CFX Update – Autumn 2003. – №o. 22. – P. 6.

84. Lampart, P., Swirydczuk J., Gardzilewicz A., Yershov S., Rusanov A. The Comparison of Performance of the Menter Shear Stress Transport and Baldwin-Lomax Models with Respect to CFD Prediction of Losses in HP Axial Turbine Stages // Technologies for Fluid, Thermal, Structural, Chemical Systems with Industrial Applications, ASME. – 2001. – № 2. – P. 1-12.

85. Patel, V. C., Rodi W., Scheuerer G. Turbulence Models for Near-Wall and Low Reynolds Number Flows: A Review // AIAA Journal. – September, 1985. – Vol. 23, No. 9. P. 1308-1319.

86. Grotjans, H., Menter F. R. Wall Functions for General Application CFD Codes // In ECCOMAS 98 Proceeding in the Fourth European Fluide Dynamics Conferences: 1998. P. 1112-1117.

87. Wilcox, F. O. Multiscale Modeling for Turbulents Flow // In AIAA 24th Aerospace Meeting / America Institut of Aeronautic and Astronautic, 1986.

88. Menter, F. R. Multiscale Model for Turbulent Flows // In 24-th Fluids Dynamic Conference / American Institut of Aeronautic and Astronautic, 1993.

89. Зайцев, В.И. О критериях подобия процессов в гидроциклонах // Изв. вузов. Нефть газ. 1982. № 10. С. 77-82.

90. Гухмин, А.А. Введение в теорию подобия. М.: Высш. шк. 1973. – 296 с.

91. Дейли, Дж., Хирлемин Д. Механика жидкости. М.: Энергия, 1971. – 480 с.

92. Ленч, В.Г. О вычислении сепарационных характеристик в стоохастической теории разделительного процесса // Теор. основы химической технолог. 1987. Т. 21, № 3. С. 411-415.

93. Menter, F. R., Esch T. Advanced Turbulence Modelling in CFX // CFX Update Spring 2001. – No. 20. – P. 4-5.

94. Dukowicz, J. K. A Particle-Fluid Numerical Model for Liquid Sprays // Journal of Computational Physics. – Vol. 35, 1980. – P. 229-253.

95. Harlow, F. H., Welch J. E. Numerical Calculation of Time-Dependent Viscous Incompressible Flows of Fluid With Free Surface // Phys. Fluids. № 8, 1965. P. 2182-2187.

96. Hirt, C. W., Nicholls B. D. Volume of Fluid (VOF) method for dynamical free boundaries // J. Comput. Phys. №39, 1981. – P. 201-225.

97. Aksenov, A. A., Dyadkin A. A., Gudzovsky A. V. Numerical Simulation of Car Tire Aquaplanings // Computational Fluid Dynamic, 1996. – P. 815-820.

98. Vasguez, S. A., Ivanov V. A. A Phase Coupled Method for Solving Multiphase Problems on Unstructured Mishes // In Proceedings of ASME FEDSM: Fluid Enginering Division Summer Meeting. – Boston, 2000.

99. Crowe, C., Sommerfield M., Yutaka Tsuji. Multiphase Flows with Droplets and Particles. – CRC Press, 1998.

100. Поникаров И. И., Перелыгин О. А., Доронин В. Н., Гайнуллин М. Г. Машины и аппараты химических производств и предприятий строительных материалов. М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.

101. Patankar, S. V., Spalding D. B. A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-dimensional Parabolic Flows // Int. J. Heat Mass Transfer. 1982. – Vol. 15. – P. 1787-1806.

102. Hah, C., Bryans A. C., Moussa Z., Tomsho M. E. Application of Viscous Flow Computations for the Aerodynamic Performance of a Backswept Impeller at Various operating Conditions // Journal of Turbomachinery – July 1988. – Vol. 110. – P. 303-311.

103. Bache, G. CFX-BladeGen Version 4.0 Reaches New Heights in Blade Design // CFX Update – Spring 2001. №20. – P. 9.

104. Вараксин А. Ю. Турбулентные течения газа с твердыми частицами. М: ФИЗМАТЛИТ, 2003. – 192 с.

105. Косточкин, В. Н. Центробежные вентиляторы. Основы теории и расчета / В.Н. Косточкин// М.:Машгиз , 1951. – 222 с.

106. Патент 2339435 РФ Динамический газопромыватель. /Р.Р. Усманова// Опубл.27.11.2008. Бюл. №33.

107. Степанов, А. И. Центробежные и осевые компрессоры, воздуходувки и вентиляторы. Теория, конструкция и применение / А. И. Степанов// М.: Машиностроение, 1960. – 347 с.

108. Зайдель, А.Н. Ошибки измерений физических величин. Л.: Наука, 1984. – 108 с.

109. Штокман, Е.А. Очистка воздуха.– М.:издательство АСВ, 1998. – 320 с.

110. Экк, Б. Проектирование и эксплуатация центробежных и осевых вентиляторов / Пер. с нем. М.: Госгортехиздат, 1959. – 566с.

111. Coufont, C. Forces on spherical particles in terms of upsteam flow characteristics / A. Line. – 9 French chemical Engineering Congress, Saint – Nazaire, 9-11 Sept.№9. 2003. 1206-1211 p.p.

112. Hinze, J. O. Turbulence / J.Hinze. – McGraw-Hill, New York, 1975.

113. Schubert, H. The role of turbulence in unit of particle technology / 2nd World Congress Particle technology (September 19-22. 1990) – Tokyo, №3. 1990. 55-67 p.p.

114. Ангелова, А.И. Экспериментальные исследования движения суспензии в циклонах // Труды ГИГХС. I980. Вып. 6. С. 237-250.

115. Андреев, Г.Н., Гулюк Н.Г., Лейберман Л.А. Опыт внедрения циклонных установок на лакокрасочных заводах. М.: АгроНИИТЭИПП, 1989. 24 с.

116. Андронов, А.А., Витин А.А., Понтрягин Л.С. О статистическом рассмотрении динамических систем // ЖЭТФ. 1992. Т. 3, № 3. С. 165-180.

117. Антриненко, Л.С.. Воронина С.М. Движение капель жидкости в поле центробежных сил // Изв. вузов. Химия и хим. технология. 1990. Т. 7. № 3. С. 456-459.

118. Кириллов, И. И. Теория турбомашин. Л.: Машиностроение, 2002. – 536 с.

119. Коваленко, В. М., Чебышева, К. В. Регулирование центробежных вентиляторов с лопаточными направляющими аппаратами на входе. – В сб.: Промышленная аэродинамика, № 12. М.: Оборонгиз, 1979, с. 70-109.

120. Коваленко, В. М. Центробежная двухступенчатая воздуходувка малой быстроходности. – В сб.: Промышленная аэродинамика. Вып. 25. М.: Оборонгиз, 1963, с. 108- 120.

121. Marble, C. Forces on spherical particles in terms of upsteam flow characteristics / C. Coufont, Nazaire, 9-11 Sept.№9. 2004. 1007-1011 p.p.

122. Лившиц, С. П. Высоконапорные дутьевые машины центробежного типа. Л.: Машиностроение, 1976. – 296 с.

123. Седов, Л. И. Методы подобия и размерности в механике. М.: Наука. 1972.– 440 с.

124. Седов, Л. И. Механика сплошной среды. Т. 1 и 2. М.: Наука, 1970. – 1068 с.

125. Усманова, Р.Р., Заиков Г.Е. Влияние входных параметров пылеочистки на коэффициент гидравлического сопротивления. В сб.: Горение, деструкция и стабилизация полимеров. СПб.: НОТ, 2008, с. 25-39.

126. Вальдберг, А.Ю., Исянов ,Л.М., Тарат, Э.Я. Технология пылеулавливания. Л.: Машиностроение, 1985. – 192 с.

127. Лойцянский, А. Г. Механика жидкости и газа. М.: Дрофа, 2003. – 840 с.

128. Коузов, П.А., Мальгин А.Д., Скрябин Г.М. Очистка газов и воздуха от пыли в химической промышленности. – СПб.: Химия, 1993. – 320 с.

129. Адельшин, А.Б., Иванов Н.В. Обезвоживание нефти с применением гидроциклонов // Нефт. хоз-во. 1996. № 8. С. 45-47.

130. Адлер, Ю.П. Математические вопросы планирования эксперимента при оптимизации химических и металлургических процессов: М.1965. 53с.

131. Рахмонов, Т. З., Салимов В.О., Умиров Р. Р. М окрая очистка газов в ап паратах с подвижной насадкой. – Т.: Фан, 2005. –163 с.

132. Смульский, И.И. Аэродинамика и процессы в вихревых камерах. Новосибирск: ВО "Наука", 1992. – 301с.

133. Сажин, Б.С., Гудим Л.И. Пылеуловители со встречными закрученными потоками // Химическая промышленность. – Москва, 1984. – №8. – С.50-54.

134. Hugo, A., Hallvared F. Theoretical analysys of fluid particel collisionese in turbulents flow// Chemical Engineering Science. – 1999. №21. – P. 4749-4755.

135. Shubert, H. The Turbulence in particles technology// World Congresse. “Particle technology.” Tokyo, Pt-3. 1990. P. 55-67.

136. Блинов, В. И., Фейнберг Е. Л. О пульсации струи и разрыве ее на капли, ЖТФ, 1983, вып. 5. С.150-156

137. Василевский, М.В., Зыков, Е.Г. Методы повышения эффективности систем обеспыливания газов с групповыми циклонными аппаратами в малой энергетике // Промышленная энергетика, 2004. № 9. – С.54-57.

138. Барский, Л. А. Оценка эффективности разделения при статическом планировании экспериментов и оптимизации процессов //Завод. лаб. 1996. № 7. С. 8-13.

139. Барский, Л.А., Плаксин И.Н. Критерии оптимизации разделительных процессов. М.: Наука, 1997. 173 с.

140. Витман, Л. А., Распыливание вязкой жидкости форсунками не центробежного типа. Сб. научных работ ЛИМСХ, Лениздат, 1953**.** С. 25-34.

141. Гупта, А., Лилли Д., Сайред Н. Закрученные потоки. – М.: Мир, 1987. – 588с.

142. Белоусов, В. В. Теоретическее основы процесса газоочистки. М.: Металлургия. 1988. – 256 с.

143. Кутателадзе, С.С., Волчков В.П., Терехов Ф.Н. Аэродинамика и тепломас сообмен в ограниченных вихревых потоках. – М.: АН СССР, 1987. – 282с.

144. Кутателадзе, С. С., Стырикович М. А., Гидравлика газожидкостных систем, М.: Госэнергоиздат, 1958..– 152с

145. Левич, В. Г., Физико-химическая гидродинамика, – М.: Физматгиз,1989.– 152с

146. Потапов, О.П., Кроп Д. А. Батарейные циклоны. – М.: Энергия, 1987.– 92с.

147. Прокофичев, Н.Н., Резник В.А., Александрович Е.И., Ермолаев В.В. К выбору золоуловителя для котлов промышленной и коммунальной энергетики // Энергетика, 1997. – № 8. – С.12-13.

148. Пирумов, А.И. Аэродинамические основы инерционной сепарации. М.: Госстройиздат, 1961. – 170 с.

149. Страус, В. Промышленная очистка газов. Химия, Москва, 1981. – 616 с.

150. Бергер, М.И. Справочник по пылезолоулавливанию / Под ред. А.Д. Русанова. 2 изд. –М.: Энергоатомиздат, 1983. – 312 с.

151. Сабуров, Э.Н. Аэродинамика и конвективный теплообмен в циклонных нагревательных установках. – Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1982. – 240 с.

152. Седов, Л. И. Методы подобия и размерности в механике. –М.: Гостехиздат, 1994. – 180 с.

153. Штокман, Е.А Очистка воздуха. – М.: Изд-во АСВ,1999. – 320 с.

154. Fraser, R. P., Sixth Symposium (International) on Combustion, 1957, New York, London.

155. Giffenen, E., Lamb, A. J., The effect of air density on spray atomization, The Motor Industry Research Ass., Report №5, 1953.

156. PohIhausen, K, Zeitschr, F. angew. Math, und Mech.,1921, No 1.

157. Tate, R. W., Marschall, W. R., Atomization by centrifugal pressure nozzles, Chem. Eng. Progress, 1953, 49, № 4 a. 5.

158. Taylor, G. I., Proc. of the 7-th Internal. Congress for appl. Mechanics, 1948, 2, part 1.

159. Taylor,G. I., The Quart. Journ. of Mech. a. Appl. Mathematics, 1950, 3, part 2.

160. Turner, G. M., Mou1ton, R. W., Drop size distribution from spray nozzles, Chem. Eng. Progress, 1953, 49, № 4.

161. Tresch, Chemie Eng. Technik, 1954, 26, № 6.

162. Nukiyama, S., Tanasawa J., Experiments on the atomisation of liquids in an air stream, Rep. 1 Trans, from Trans. Soc. Mech. Eng. (Japan), 1938, 4, № 14.

163. Nukiyama, S., Tanasawa, J., Experiments on the atomisation of liquids in an air stream. Rep. 4 Trans, from Trans. Soc. Mech. Eng. (Japan), 1938, 5, № 18.

164. Кашинский, О.Н., Малков В.А. Аппаратура для исследования основной характеристики турбулентного течения с помощью диффузионного метода // Экспериментальный метод и аппаратура для исследования турбулентностей. Новосибирск: ИТФ СО АН СССР, 1997. С. 124-130.

165. Классен, В.И. Методы улучшения физико-химических свойств структурированных суспензий. М.: Наука, 2008. – 246 с.

166. Классен, В.И., Литовко В.И., Благова З.С. О влиянии реологических свойств тяжелых суспензии на эффективность обогащения в них угля // Новые методы повышения эффективности обогащения полезных ископаемых. М: Наука, 1988. С. 123-127.

167. Клейтон, В. Эмульсии, их теория и техническое применение. М.: Изд-во иностр. лит. 1989. 679с.

168. Radcliffe, A., CIare, H., Rep. NR 144 British NGTE, 1953.

169. Miesse, C. C, Correlation of experimental data on the disintegration of liquid jets, Industry a Engineering Chemistry, 1955, 47, Ns 9.

170. Вальдберг, А.Ю. Лебедюк, Р.К Мокрые пылеулавливатели ударного, центробежного и форсуночного действий М.:ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ 1981, 38с.

171. Герцева, М.И. , Кирсанова, Н.С. Гордон, Г.М. Каплеобразование и каплеунос в скруббере ударного действия Труды ГИН ЦветМета 1988, вып.44 с.71-77

172. Герцева, М.И., Кирсанова, Н.С. , Гордон, Г.М. Влияние отдельных факторов на эффективность улавливания пыли в скрубберах ударного действия Труды ГИН ЦветМета 1985, вып.36, с. 112-117.

173. Терновский, И.Г., Лагуткин М.Г., Цыганов П.Г. Определение коэффициентов турбулентной вязкости для гидроциклонов различных конструкций // ЖНХ. 1986. Т.9 № 7.С.1623-1624.

174. Терновский, И.Г., Цыганов Л.Г., Кутепов А.М., Лагуткин М.Г. Расчет распределения потоков разделения в циклонах // Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств. М.: МИХМ, 1993. С 80-83.

175. Кузенков, Б.А. Исследование мокрых пылеуловителей с внутренней циркуляцией воды. Водоснабжение и санитарная техника 1991, №11, с.19-23

176. Лейберман, Л.А., Холмянский Ю.Л. Влияние конструктивных параметров на работу циклонов // Сахар. пром-ть. 1981. № 9. С. 55-56.

177. Пирумов, А. И. Обеспыливание воздуха, Москва: Стройиздат, 1974. – 356 с.

178. Рычков, В.П.. Савельев, Ю.А Применение ротоклона «Урал» в промышленности Безопасность труда в промышленности 1982, №8, с. 43-45.

179. Menter, F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models in Engineering Application // AIAA Journal. – 1994. – Vol. 32, No. 8.

180. Menter, R. L., Esch J. Advanced Turbulence Modeling in CFX // CFX Update. 2001. – № 20. – P. 4-5.

181. Dukowicu J. K. A Particle-Fluid Numerical Modelling for Liquid Sprays // Journal of Computational Physic. – Vol. 35, 1990. – P. 229-253.

182. Дроздов, Е.В., Щербаков В.И., Трубников И.А. Анализ полей скоростей и давления в напорном циклоне // Исследование и промышленное применение циклонов. Горький, 1981. С. 202-205.

183. Дубинская, Ф.Е. Разработка безотходной технологии на базе мокрой очистки газов // Хим. и нефт. машиностроение. 1994. № 2. С. 8-9.

184. Кравчик, Я. Пылеулавливание и тепло- массообмен в аппаратах интенсивных действий. Автореферат дис. канд. техн. наук. М.: 1997.– 36с.

185. Фигуровский, Н.А. Современные методы седиментометрического анализа суспензии и эмульсий. М.: РХТУ им. Д.И. Менделеева. 1999. – 172 с.

186. Trawinski, G.D. Practic aspect on the desegn and industriale application on the cyclonc // Technology. 1989. July/Aug. P. 361-367.

187. Val Rossum, J.J. Separation of emulsions in a cyclone // Cyclones in industry. Amsterdam, 1991. P. 110-117.

188. Непомнящий, Е.А., Павловский В.В. Расчет поля скоростей ламинарного аналога осредненного турбулентного течения // ТОХТ 1989. Т. 13, № 5. С. 787-790.

189. Непомнящий, Е.А., Павловский В.В. Гидродинамический расчет напорного гидроциклона // ТОХТ 1986. Т. 20. № 2. С. 218-223.

190. Wagner, I., Murphy R.S. Miniature liquid cyclones: Effect of fluid properties on performance // Industrial Engineering Chemistry Process. 1979. Vol. 10. N 3. P. 346-352.

191. Бочков, А. Д. Сгущение разбавленных суспензий в гидроциклонах //Известия АН СССР 1982. Вып. I. С. 158-159.

192. Бочков, А.Д., Батуров В.И. О показателях работы центробежных аппаратов для разделения суспензий //Тр. ГПИ. Химия и хим. технология неорган. пр-ств. 1982. Т. 28, вып. 13. С. 12-14.

193. Терновский, И.Т., Кутепов Л.М., Кузнецов Е.Л., Лагуткин Н.Г. Распределение тангенциальной скорости в циклоне // Доклады Химия и хим. технология. 1989 Т. 22, № 5. С. 630-634.

194. Бояджиев, Л., Семундишев Ц. О движении недеформированной сферической частицы в жидкости //Теорет. основы хим. технологии. 1990. Т. 4. № 4. С. 597-602.

195. Буевич, Ю.А. О сопротивлении движению частицы, взвешенной в турбулентной среде // Изв. АН СССР. 1986. № 6. С. 182-183.

196. Владимиров, Т.Е. Закономерности мокрой магнитной сепарации в бегущем магнитном поле // Обогащение руд. 1995. № 5. С. 14-18.

197. Типовая методика определения экономической эффективности капитальных вложений и новой техники в народном хозяйстве СССР. М.: Госпланиздат, I980.– 96 с.

198. Шифрин, С.М., Зельдович Р.Н., Данилов П.М. Экономика канализационного хозяйства и строительства М.: Из-во коммун. хоз-ва РФ. 2002. – 278 с.

199. Указания и нормы технологического проектирования и технико-экономические показатели энергетического хозяйства предприятий черной металлургии. Металлургические заводы. Т. 18. Защита атмосферы. Очистка газа от пыли. ВНТ 1-41-00. МЧМ РФ. М., 2001. – 126 с.

200. Указания к расчетам по рассеиванию в атмосфере вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий. СН 369-04. М.: Стройиздат, 2005. – 41 с.

201. Экономика обезвреживания газовых выбросов / НИИТЭХИМ. М., 2009. №6(25). – 26 с.

202. Типовая методика определения экономической эффективности капитальных вложений и новой техники в народном хозяйстве СССР. М.:Госпланиздат, I960. – 96 с.

203. Rietema, K. Liquid-solid separation in a cyclone: The effect of turbulence on separation // Proc. of the symp. of the internation between fluid and particles. L., 1962. P. 276-281.

204. Rietema, K. Performance and desing of hydrocyclones // Chem. Engineering Science 1981. Vol. 16. N 3/4. P. 290-325.

205. Rtonsheidl, F.D., Mason S.D. Particles motion of sheared suspension//I. Colloid and Interface Sci. 1961. Vol. 16. P. 210-261.

206. Schubert, H. Zur Prozessbestimmenden Rolle der Turbulenz bei Aufbereitungsprozessen. I. T. // Aufbereitungs. Technology. 1984. Bd. 15, N 9. S. 501-512.

207. Schinnzaki HTakasaka A., Nakamura M. et al. A practical multiple cyclone arrangement for improved classification//Chem. Eng. 1961. Vol. 25, N. 5. P. 329-338.

208. Целищев, А.В. Методика расчета и моделирования процесса фазоразделения газожидкостного потока в противоточной вихревой трубе. Автореферат дис. канд. техн. наук. УГАТУ, Уфа. 2012. – 23 с.

209. Tarjan, D. T. Computation of the peripherale velocity appearing of the radius on the hydrocyclons from the velocety on the entering slurry // Techn. Eng. 1981. Vol. 33. № 1/2. P. 119-133.

210. Tarjan, D. T. Some theoretic question classifyin and separatin hydrocyclone // Ibid. 1981. Vol. 32, N 3/4. P. 357-388.

211. Trawinsky, H. Der Hydrozyclon als Hilfsgerat zur Grundstolfveredelung // Cheming and Technology 1973. Jg. 25, N 6. S. 331-340.

212. Trawinsky, H.F. Practicl aspecte of the desigung and industrial application of the hydro-cyclon // Cheming and Technology. 1979. July/Aug. P. 361-367.

213. Асламова, В.С., Асламов А.А., Мусева Т.Н. О характере движущихся частиц пыли в прямоточных циклонах с промежуточным отбором пыли. Известии Томского политехнического университета. 2007. № 1. С. 166-171.

214. Терновский, И.Г., Кутепов А.М., Кузнецом А.А., Лагуткин М.К. К распределению тангенциальной скорости в гндроциклонах // Известия Вузов. Химия и хим. технологии 1999 Т. 22, № 5. С. 630-634.

215. Терновский, И.Г., Кутепов А.М., Лагуткин М.Г. Исследование распределения тангенциальной скорости жидкости в цилиндрическом прямоточном гидроциклопе //ЖПХ 1991. Т. 54, № 9. С. 2066-2070.

216. Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика. М.: изд-во технико-теоретической литературы. 1953.– 493с.

217. Терновский, И.Г., Кутепов А.М., Цыганов Л.Г. Исследование рабочих характеристик турбоциклонов при разделении тонкодисперсных малоконцентрированных суспензий // Изв. вузов. Химия и хим. технология. 1981. Т. 24, № 1. С. I 19-124.

218. Терновский, И.Г., Кутепов А.М., Цыганов П.Г. Определение коэффициентов турбулентной вязкости в гидроциклонах различно конструкции // ЖНХ. 1986 Т. 59 № 7. С. 1623-1624.

219. Терновский, И.Г., Цыганов Л.Г., Кутепов А.М., Лагуткин М.Г. Расчет распределения потоков разделения в турбоциклонах // Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств. М.: МИХМ, 1983. С. 80-83.

220. Смульскии, Н.И. Об особенностях измерения скоростей и давлений в вихревых камерах // Тепло физика и физическая газодинамика. Новосибирск: ИТФ СО АН СССР. 1978. С. 125-132.

221. Седов, Л.И. Методы подобия и размерности в механике. М.: Наука. 1981.– 447с.

222. Мясником, В.Н. Стокастическая модель механического поведения дисперсной системы // Механика в многокомпонентных средах в технологическом процессе. М.: Наука, 1978. С. 70-101.

223. Найденко, В.В. Применение математического метода для оптимизации процессов разделения суспензий в гидроциклонах. М.: Наука: 1996. – 287 с.

224. Буссройд, Р. Течение газа со взвешенными частицами. М.: Мир, 1975. – 373 с.

225. Гидравлика. Самарский гос. строит. университет, 2016. – 227 с.

226. Гуревич, М.И. Теория струй идеальной жидкости. М.: Наука, 1979. – 536 с.

227. Двухфазные моно- и полидиспсрсныс течения газа с частицами / Под ред. Л.Е. Стернина. М.: Машиностроение, 1980. – 172 с.

228. Идельчик, И.Е. Аэрогидродинамика технологических аппаратов. М.: Машиностроение, 1983. – 351 с.

229. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975. – 558 с.

230. Степанов, Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. М.. Физматгиз, 1962 . – 512 с.

231. Таушканов, Г.П. Обобщенная формула для расчета эффективности очистки геометрически подобных циклонов. – Журнал прикладной химии, 1980, № 11, с. 2471-2474.

232. Таушканов, Т.Л. К применению теории подобия в определении коэффициента пропуска циклона. Химическое и нефтяное машиностроение, 1999, № 3, с. 27-35.

233. Ушаков, С.Г. Зверев Н.И. Инерционная сепарация пыли. М: Энергия, 1984. – 168 с.

234. Штым, А.Н Аэродинамика циклонно - вихревых камер. Владивосток: Изд-во Дальневосточного университета, 1985. – 200с.

235. Бутаков, С.Е. Аэродинамика систем промышленной вентиляции. М.: Профиздат, 1989. – 286 с.

236. Нейков, Н.Л., Логачев И.Н. Аспирация при обеспыливании воздуха в производстве порошка. М.: Металлургия, 1981. – 192 с.

237. Сидоров, М.Д. Справочник по воздуходуьным и гаэодувным машинам. М.: Машгиз, 1982. – 260 с.

238. Гольдштик, М.А. Вихревые потоки. Новосибирск: Наука, 1981. – 366 с.

239. Нурсте, Х.О. Вариационная модель турбулетного вращающегося потока. Автореферат дис. канд. техн. наук. Институт тепло-и электрофизики Таллин, 1973. – 19 с.

240. Альтшуль, Л.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика. М: Стройиздат. 1985. – 327 с.

241. Перегуд, Е. А., Быховская Л. Н., Гернет П. В. Методика определения концентрации вредных веществ в воздухе. Изд. 2-е, доп. и испр. М.: Химия, 1980. – 358 с.

242. Перегуд, Е. А., Гернет Е. В Химический анализ воздуха промышленных предприятий. Изд. 3-е. Л.: Химия, 3. – 440 с.

243. Альбом рекомендуемых схем очистки вентиляционных выбросов от пыли. М.: Сантехпроект, 2006, вып. 2, – 141с.

244. Аринцев, Е. Н., Шилов В. А. К вопросу коагуляции частиц пыли подготовительных цехов. В сб.: «Вопросы отопления, вентиляции и защиты окружающей среды». Ростов-на-Дону, 1985, с. 21-25.

245. Бромлей, М. Ф.. Кучерук В. В Технические испытания вентиляционных установок. М.: Госстройиздат, 1982. – 216 с.

246. Справочник по специальным работам. Наладка, регулировка и эксплуатация систем промышленной вентиляции. Под ред. Р. С. Эрлехмана. М.: ГосСтройИздат, 1992. – 555 с.

247. Справочник проектировщика по вентиляции и кондиционированию воздуха. Под общей ред. И. Г. Стораверова. М.: Строииздат, 1979. – 536 с.

248. О. Бак Проектирование и расчет вентиляторов (перевод с немецкого). М.: Техиздат, 1968. – 375 с.

249. Рысин, С. Л. Справочник по вентиляторам. М.: Госстройиздат, 1984. – 420с

250. Рысин, С. А. Вентиляционные установки машиностроительных заводов. М.: Машиздат, 1980. – 149 с.

251. Патент №2182843 "Барботажно вихревой аппарат" / А.К. Панов, В.М. Титов, А.В. Воронин, Р.Р. Усманова // заявл. 27.11.2000; опубл. 27.05.02. Бюл. №15.

252. Патент № 2234358 "Барботажно-вихревой аппарат с регулируемыми лопастями" / А.К. Панов, Р.Р. Усманова // заявл. 10.08.03; опубл. 20.08.04. Бюл. №23

253. Патент № 2316383 "Барботажно-вихревой аппарат с осевым оросителем"/ Р.Р.Усманова, А.К. Панов, В.С. Жернаков // заявл. 24.04.06; опубл. 10.02.08. Бюл. №4.

254. Патент № 2317845 "Ротоклон с регулируемыми синусоидальными лопастями" / Р.Р. Усманова, А.К. Панов, В.С. Жернаков // заявл. 03.07.06; опубл. 27.02.08. Бюл. №6.

255. Патент № 2382680 "Барботажно-вихревой аппарат с параболическим завихрителем"/ Р.Р. Усманова, А.К. Панов, В.С. Жернаков // заявл. 28.04.08; опубл. 27.02.10. Бюл. № 6.

256. Патент № 2403951 "Барботажно-вихревой аппарат с коническим завихрителем " / Р.Р. Усманова, А.К. Панов // заявл. 31.12.08; опубл. 20.11.10, Бюл. №32.

257. Патент № 2339435 "Динамический газопромыватель "/ Р.Р. Усманова// заявл. 29.05.07; опубл. 27.11.08. Бюл. №33. – 5с.

258. Патент № 2482923 "Вихревой аппарат с ультразвуком " / Р.Р. Усманова, А.К.Панов, В.С. Жернаков // заявл. 29.11.11; опубл. 27.05.13, Бюл. №15

259. Патент № 2516658 "Газопромыватель" / Р.Р. Усманова, В.С. Жернаков // заявл.

10.12.2012 опубл. 20.05.14, Бюл. №14
260. Патент № 2519423 "Гидро-динамический пылеуловитель" / Р.Р. Усманова, В.С. Жсрнаков // заявл. 26.12.2012. опубл. 100614, Бюл. №16
261. Г0СТ 17.2.3.02-98. Охрана природы. Атмосфера. Правила к расчету предельно допустимых выбросов вредных вещеетв в атмосферу. М.: Стандарт, 1999. – 45 с.
262. Методические рекомендации к определению экономической эффективности по осуществлению природоохранных мероприятий, а также оценке экономического ущерба от загрязнения окружающей среды. М.: Экономнка, 2006. – 14 с.
263. Методические рекомендации к нормированию промышленных выбросов в атмосфере. Разработка и расчет норматива предельно допустимого выброса в атмосферу. М.: Госкомrидромет. 2001. – 52 с.
264. Проектирование санитарно-защитной зоны для предприятий химической промышленности. М.: Стройиздат, 1984. – 104 с.
265. Эколого-экономическое обоснование развития и функционирования объектов теплоэнергетики. М.: Теплоэнергетика. 1987. – 46 с.
266. Макар, С. В. Основы экономики природопользования. М.: Изд. ИМПЭ им. А. С. Грибоедова, 2008. – 192 с.
267. Общая экология. В 2-х ч. / Под ред. И. И. Николайкина. М.: МГТУ, 2000. – 200 с.
268. Общая экология / Автор-составитель А. С. Степановских. М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2000. – 510 с.
269. Зайцев, В.А. Промышленная экология: учеб, пособие. Экологические проблемы основных производств / В. А. Зайцев, Н. А. Крылова. М.: Изд- во РХТУ им. Д.И. Менделеева, 2002. – 387 с.
270. Калыгин, В. Г. Промышленная экология: учеб, пособие. М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 220 с.