Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»

На правах рукописи

РОСЛЯКОВ Антон Николаевич

РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕСОРБЦИИ РАСТВОРЁННОГО КИСЛОРОДА В ЦЕНТРОБЕЖНО-ВИХРЕВОМ ДЕАЭРАТОРЕ

Специальность: 05.14.14 – Тепловые электрические станции,
их энергетические системы и агрегаты

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель
д.т.н., доцент Барочкин Е.В.

Иваново – 2015

Реферат

Диссертация 146 стр., 46 рис., 17 табл., 185 библ.

Ключевые слова: деаэрационная установка, центробежно-вихревой деаэратор, вихревой поток, межфазная поверхность, тепломассообмен, математическая модель, десорбция растворённого кислорода, совершенствование технологических схем.

Целью работы является обеспечение нормативной концентрации растворённого кислорода в воде за деаэрационными установками с центробежно-вихревыми деаэраторами путём выбора их эксплуатационных режимов и схем на основе разработанных математических моделей и их программной реализации.

Объектами исследования являются деаэрационные элементы центробежно-вихревых деаэраторов ТЭС и котельных.

Предмет исследования: процесс десорбции растворённого кислорода в центробежно-вихревых деаэраторах ТЭС и котельных.

Приведён анализ моделей и методов расчёта тепломассообменных аппаратов применительно к деаэрационным установкам с центробежно-вихревыми деаэраторами, впервые выполнены экспериментальные исследования и разработана математическая модель и метод расчёта площади межфазной поверхности в вихревом потоке жидкости в центробежно-вихревой ступени деаэрационных установок, работающих в режиме перегретой воды. Разработано эмпирическое обеспечение математической модели деаэрации воды и на основе её создан метод расчёта десорбции растворённого кислорода деаэраторами центробежно-вихревого типа; выполнена программная реализация метода расчёта.

Практическая реализация результатов работы заключаются в совершенствовании эксплуатационных режимов и технологических схем центробежно-вихревых деаэрационных установок.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ…….. 5
1. СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ ТЕПЛОМАССООБМЕНА В БАРБОТАЖНЫХ И ЦЕНТРОБЕЖНО-ВИХРЕВЫХ УСТРОЙСТВАХ ДЕАЭРАТОРОВ ТЭС…… 11
1.1. Сравнение различных термических деаэраторов теплоэнергетических установок, конструктивные особенности центробежной деаэрации и технологические условия её работы……... 11
1.2. Эффективность термических деаэраторов. Факторы, влияющие на эффективность и надежность работы технологического оборудования деаэрационных установок…….. 23
1.2.1. Показатели эффективности тепломассообменных энергетических систем…… 23
1.2.2. Методика оценки энергетической эффективности, режимов работы и схем включения термических деаэраторов……... 24
1.2.3. Основные принципы интенсификации массообмена и повышения эффективности деаэрационных установок…… 26
1.3. Моделирование и тепловой расчёт деаэрационных аппаратов…… 26
1.3.1. Дифференциальный подход к расчёту тепломассообменных аппаратов……... 27
1.3.2. Интегральный подход к расчёту тепломассообменных аппаратов... 29
1.3.3. Ячеечный подход к расчёту тепломассообменных аппаратов…… 39
1.3.4. Метод матричной формализации расчёта сложных многоступенчатых систем……... 40
1.3.5. Методы стохастического программирования и моделирование совмещённых процессов…… 41
1.3.6. Моделирование и расчёт теплообменных систем на основе построения их энергетических характеристик…….. 44
1.4. Постановка задач исследования…….. 45
2. РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ ФОРМИРОВАНИЯ МЕЖФАЗНОЙ ПОВЕРХНОСТИ С УЧЁТОМ ВРЕМЕНИ ПРЕБЫВАНИЯ СРЕДЫ В ЦЕНТРОБЕЖНО-ВИХРЕВЫХ ДЕАЭРАЦИОННЫХ УСТАНОВКАХ……... 46
2.1. Моделирование для установившегося режима в рамках комбинаторного подхода формирования межфазной поверхности в центробежно-вихревых деаэрационных установках…… 46
2.2. Определение времени пребывания пузырьков пара произвольного размера в вихревом слое с учётом процессов тепломассопереноса……. 55

2.3. Методика определения площади межфазной поверхности с учётом режимных факторов работы аппарата и кинетических особенностей процесса……. 68
2.4. Выводы по главе 2……. 69
3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕАЭРАЦИИ ВОДЫ ЦЕНТРОБЕЖНО-ВИХРЕВЫМИ ДЕАЭРАТОРАМИ…….. 70
3.1 Экспериментальное исследование процессов деаэрации воды центробежно-вихревым деаэратором……. 70
3.1.1. Описание деаэрационной установки на базе деаэраторов ДЦВ-200. 70
3.1.2. Опытно-промышленное исследование деаэрации воды центробежно-вихревым деаэратором……. 79
3.1.2.1. Цель опытно-промышленного исследования, система и метрологическое обеспечение контроля деаэрации воды…… 79
3.1.2.2. Методика опытно-промышленного исследования деаэрации воды центробежно-вихревым деаэратором……... 82
3.1.2.3. Обработка экспериментальных данных…… 84
3.1.2.4. Результаты опытно-промышленного исследования деаэрации воды центробежно-вихревым деаэратором……... 84
3.2. Обработка экспериментальных данных для определения коэффициента массопереноса в центробежно-вихревом деаэраторе……. 86
3.3. Разработка эмпирического обеспечения математической модели…... 90
3.4. Выводы по главе 3……. 96
4. ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ РАБОТЫ…... 97
4.1. Наладка деаэрационной установки ДЦВ-200 с разработкой режимной карты……... 97
4.2. Методики расчёта проектных технологических показателей двухцелевой деаэрационной установки на базе центробежно-вихревого деаэратора…… 101
4.2.1. Цель и задачи этапа работы…….. 101
4.2.2. Анализ проектных технологических решений…… 101
4.2.3. Разработка методики расчёта установки и определение основных проектных показателей…… 109
4.2.4. Выводы по этапу работы……... 127
4.3. Выводы по главе 4……. 128
ЗАКЛЮЧЕНИЕ…….. 129
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ…… 131
ПРИЛОЖЕНИЕ…….. 144

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Деаэрационные установки на тепловых электрических станциях (ТЭС) и в котельных используются для предотвращения коррозии энергетического оборудования путём удаления из воды коррозионно-активных газов. К неоспоримым преимуществам традиционных струйных, барботажных, плёночных, форсуночных деаэрационных установок можно отнести накопленный практический опыт их проектирования, наладки и эксплуатации. Недостатками таких деаэраторов являются сравнительно большая металлоёмкость, неустойчивость гидравлических процессов и вероятность возникновения гидравлических ударов, ухудшение деаэрации при малых и больших гидравлических нагрузках.

Наряду с традиционными конструкциями деаэрационных установок в настоящее время всё большую популярность приобретает центробежно-вихревой деаэратор (ДЦВ) конструкции Б.А. Зимина, в котором удалось существенно интенсифицировать процесс массообмена за счёт вихревой организации потока в рабочей зоне. За последние 40 лет на ТЭС и в котельных России введены в эксплуатацию более 100 таких деаэрационных установок, конструкции которых защищены более чем 10 патентами. Вихревые деаэрационные элементы вводятся и в деаэраторы с комбинированными конструктивными схемами. С учётом простоты изготовления, малой металлоёмкости деаэрационных элементов, широкого диапазона регулирования рабочих нагрузок, простоты и безопасности эксплуатации, такие деаэраторы перспективны, в том числе на электростанциях, где ДЦВ установлены в качестве первой ступени деаэрационных установок подпитки теплосети и добавочной воды цикла.

Несмотря на распространённость и использование центробежно-вихревых деаэраторов при реконструкциях систем деаэрации, проектный выбор их типоразмера производится на основе опыта эксплуатации существующих деаэраторов, а выбор технологических режимов происходит обычно на основе пусконаладочных работ с учётом опыта эксплуатации существующих деаэрационных установок. Экспериментальные исследования процессов деаэрации в центробежно-вихревых деаэрационных аппаратах, как база

для уточнения их конструктивных и получения режимных тепломассообменных характеристик, связаны с существенными временными и ресурсными затратами. Теоретическим исследованиям процессов тепломассопереноса в деаэрационных устройствах посвящены работы ряда авторов, однако к настоящему времени остаются невыясненными принципы разработки таких конструкций ДЦВ, которые бы обеспечивали требуемые показатели качества деаэрированной воды в диапазоне рабочих нагрузок. При теоретических исследованиях процессов теплообмена и массообмена межфазная поверхность и коэффициенты тепломассопереноса обычно не разделяются в ходе расчёта и рассматриваются в виде единого комплекса. Такой подход положен в основу существующих методов расчёта, базирующихся на теории подобия. Преимуществом такого комплексного подхода является получение расчётных зависимостей для деаэрационной ступени или аппарата в целом. К недостаткам комплексного подхода можно отнести применимость полученных результатов только для исследованных типов деаэрационных устройств. Независимое определение межфазной поверхности и коэффициента массопереноса для центробежно-вихревой ступени открывает новые возможности моделирования, расчёта и управления совмещенными процессами теплопередачи и массопереноса. Особенный интерес представляет такое раздельное описание при сопоставлении вариантов конструкций для модернизации существующих или разработке новых конструкций и схем включения деаэраторов.

В связи с этим проведение теоретических и экспериментальных исследований процессов формирования межфазной поверхности и тепломассопереноса в центробежно-вихревых деаэраторах с целью повышения их эффективности путём совершенствования технологических режимов и схем включения является актуальным. Тематика исследований, направленных на повышение энергетической эффективности деаэрационного оборудования, соответствует приоритетным направлениям развития науки, технологий и техники в Российской Федерации, утвержденным указом Президента РФ № 899 от 07.07.2011, что дополнительно подтверждает актуальность работы.

Целью работы является обеспечение нормативной концентрации растворённого кислорода в воде за деаэрационными установками с центробеж-

но-вихревыми деаэраторами путём выбора их эксплуатационных режимов и схем на основе разработанных математических моделей и их программной реализации.

Для достижения поставленной цели решены следующие **задачи**:

1. Разработка математической модели и метода расчёта площади межфазной поверхности в вихревом потоке жидкости в центробежно-вихревой ступени деаэрационных установок, работающих в режиме перегретой воды.

2. Проведение экспериментальных исследований десорбции из воды растворённого кислорода в центробежно-вихревой ступени деаэрационной установки для идентификации математической модели деаэрации воды.

3. Разработка эмпирического обеспечения математической модели деаэрации воды и создание на её основе метода расчёта десорбции растворённого кислорода деаэраторами центробежно-вихревого типа; программная реализация метода расчёта.

4. Практическая реализация результатов работы путём совершенствования эксплуатационных режимов и технологических схем центробежно-вихревых деаэрационных установок.

Соответствие паспорту специальности. Работа соответствует паспорту специальности: ***в части формулы специальности*:** «проблемы совершенствования действующих и обоснования новых … систем … водоподготовки; … вопросы … водных режимов»; ***в части области исследования специальности*** **–** пункту 2: «Исследование … процессов, протекающих в агрегатах …»; пункту 3: «… исследование, совершенствование действующих … технологий … использования … водных и химических режимов…»; пункту 4: «Разработка конструкций теплового и вспомогательного оборудования и компьютерных технологий их проектирования …»; пункту 6: «Разработка вопросов эксплуатации систем и оборудования тепловых электростанций».

Научная новизна работы состоит в следующем:

1. На основе комбинаторного подхода разработана математическая модель и метод расчёта площади межфазной поверхности в вихревом потоке в центробежно-вихревом деаэраторе, работающем в режиме перегретой воды.

2. Для определения времени пребывания пузырьков пара в центробежно-вихревом деаэраторе разработана с учётом теплообмена между паром и жидкостью математическая модель их движения в вихревом потоке.

3. Получены новые экспериментальные данные по десорбции растворённого кислорода в центробежно-вихревом деаэраторе, на основе которых выполнена идентификация модели деаэрации воды и разработано эмпирическое обеспечение метода расчёта десорбции растворённого кислорода центробежно-вихревыми деаэраторами.

Практическая ценность результатов заключается в следующем:

1. Разработан метод расчёта десорбции растворённого кислорода деаэраторами центробежно-вихревого типа, в основу которого положены расчётная зависимость для определения площади межфазной поверхности от режимных параметров и эмпирическая зависимость для расчёта коэффициента массопереноса по растворённому кислороду. Разработанный метод расчёта может быть использован при выполнении проектных и режимно-наладочных работ применительно к центробежно-вихревым деаэрационным установкам.

2. Разработанная математическая модель, метод расчёта десорбции растворённого кислорода и средства его компьютерной поддержки позволили сформулировать и решить задачи выбора технологически эффективных режимов, а также рассчитать проектные технологические показатели двухцелевой деаэрационной установки, предназначенной для деаэрации воды и получения при этом дистиллята. Результаты математического моделирования приняты к использованию при оперативной диагностике деаэрационной установки на базе центробежно-вихревого деаэратора ДЦВ-200 в ОмПО «Иртыш» (г. Омск).

Достоверность и обоснованность полученных результатов подтверждаются использованием апробированных методов математического моделирования; совпадением в пределах погрешности результатов расчёта показателей работы деаэраторов и экспериментальных данных; согласованностью полученных результатов с опубликованными результатами исследований других авторов; проведением экспериментальных исследований в условиях промышленной эксплуатации с использованием стандартизованных методов и средств измерения параметров.

Автор защищает:

– математическую модель и метод расчёта площади межфазной поверхности в вихревом потоке жидкости в центробежно-вихревой ступени деаэрационных установок, работающих в режиме перегретой воды;

– математическую модель движения пузырьков пара в вихревом потоке жидкости с учётом теплообмена между паром и жидкостью, позволяющую определить время пребывания пара в центробежно-вихревой зоне деаэратора;

– результаты экспериментальных исследований процесса деаэрации воды в деаэрационной установке с центробежно-вихревым деаэратором и разработанное на их основе критериальное уравнение для определения коэффициента массопереноса по растворённому кислороду;

– метод расчёта процесса десорбции растворённого кислорода центробежно-вихревыми деаэраторами, разработанный на основе полученных зависимостей для определения площади межфазной поверхности и коэффициента массопереноса по растворённому кислороду;

– результаты практического использования разработанных моделей и метода расчёта при режимной наладке вакуумной деаэрационной установки с деаэратором центробежно-вихревого типа, а также в ходе проектирования двухцелевой деаэрационной установки.

Реализация результатов работы. Результаты экспериментальных исследований деаэрационной установки на базе центробежно-вихревого деаэратора ДЦВ-200 оформлены и приняты в виде режимной карты в ОмПО «Иртыш» (г. Омск), а результаты математического моделирования приняты к использованию при оперативной диагностике указанной установки. Эскизный проект двухцелевой деаэрационной установки на базе центробежно-вихревого деаэратора принят ОАО «Зарубежэнергопроект» (г. Иваново) в качестве типового технического решения, которое может быть рекомендовано при разработке проектной документации для реконструкции существующих или проектировании новых установок подпитки теплосети с открытым водоразбором мощных отопительных ТЭЦ.

Реализация результатов работы подтверждена двумя актами внедрения.

Личное участие автора в получении результатов работы состоит в разработке математической модели и метода расчёта площади межфазной поверхности в вихревом потоке жидкости в центробежно-вихревой ступени деаэрационных установок, работающих в режиме перегретой воды; разработке модели движения пузырьков пара в вихревом потоке жидкости с учётом теплообмена между паром и жидкостью и проведении численных экспериментов с её использованием; в проведении экспериментальных исследований десорбции кислорода в центробежно-вихревом деаэраторе, разработке алгоритма идентификации модели по результатам экспериментальных исследований; разработке проекта уточнённой режимной карты и рекомендаций по повышению технологической эффективности работы деаэрационной установки при её режимной наладке; определении проектных технологических показателей двухцелевой деаэрационной установки, предназначенной для деаэрации воды и получения при этом дистиллята.

Апробация работы. Основные результаты диссертации опубликованы и обсуждались на восьми международных конференциях: Международной научно-технической конференции «Состояние и перспективы развития электротехнологии «Бенардосовские чтения» (Иваново, 2011 и 2015 г.); Международной конференции «Математические методы в технике и технологиях (ММТТ)» (Саратов, 2012 г.; Тамбов, 2014 г.; Иваново, 2014 г.); Международной научно-технической конференции «Энерго- и ресурсосбережение в теплоэнергетике и социальной сфере» (Челябинск, 2013 г.); Международной научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных «Энергия» (Иваново, 2014 г.); Международной научно-технической конференции «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика» (Москва, 2015 г.).

Публикации. Материалы диссертации нашли отражение в 15 опубликованных работах, в том числе, в 7 статьях в рецензируемых журналах по списку ВАК.

Структура и объём диссертации. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения по работе, списка использованных источников из 185 наименований. Текст диссертации изложен на 146 стр. машинописного текста, содержит 46 рисунков, 17 таблиц и приложение.

1. СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ ТЕПЛОМАССООБМЕНА В БАРБОТАЖНЫХ И ЦЕНТРОБЕЖНО-ВИХРЕВЫХ УСТРОЙСТВАХ ДЕАЭРАТОРОВ ТЭС

Анализу технологий водоподготовки для предотвращения коррозии пароводяного тракта ТЭС и тепловых сетей, совершенствованию способов подавления коррозии, классификации конструкций и схем включения термических деаэраторов посвящены работы [1-24]. Анализу физико-химических процессов в тепломассообменных аппаратах посвящены исследования [25-48]. Моделирование и расчёт процессов тепломассообмена отражены в работах [2, 24, 35, 39, 40, 49-64, 181-184]. В работах [35, 65-82] рассматриваются вероятностные подходы к моделированию процессов тепломассопереноса, построенные на основе ячеечного подхода. Вопросам описания многомерных совмещённых процессов и дальнейшего развития ячеечного подхода посвящены работы [83-90]. Методика экспериментальных исследований тепломассообменных процессов и первичной обработки результатов экспериментов отражены в нормативной и справочной литературе [91-95]. Анализ критериев эффективности и вопросы оптимизации и оптимального управления тепломассообменными процессами рассмотрены в работах [2, 5, 8, 35, 96-114].

1.1. Сравнение различных термических деаэраторов теплоэнергетических установок, конструктивные особенности центробежной деаэрации и технологические условия её работы

Основное коррозионное воздействие на оборудование и трубопроводы ТЭС, котельных и тепловых сетей оказывает кислород, попадающий в воду при её контакте с воздухом [2-4]. Углекислота вызывает коррозию сама по себе и участвует в коррозионных процессах совместно с кислородом, способствует загрязнению пароводяного тракта продуктами коррозии, которые образуют отложения в трубах паровых котлов или тепловых сетей [2–4, 9, 11-13]. Присутствие коррозионно-активных газов в воде и в паре недопустимо, поэтому необходимо их удаление из пароводяного тракта ТЭС. Для подавления коррозии применяется специальная водоподготовка

[2-4, 11-13]. Одним из важнейших этапов подготовки воды является её термическая деаэрация [2-5, 7, 8]. Термическая деаэрация представляет собой результирующий процесс, включающий обратимые процессы абсорбции и десорбции газов [1-4]. Преобладание массовой скорости десорбции над абсорбцией приводит к удалению газов из воды, как целевому эффекту деаэрации.

Для проведения термической деаэрации воды на ТЭС и котельных используются специальные аппараты – деаэраторы. Термический деаэратор представляет собой тепломассообменный аппарат смешивающего типа, в котором происходит взаимодействие жидкой и паровой фаз. Паровая фаза может подаваться в деаэратор в виде греющего пара или образовываться при вскипании перегретой воды, попавшей в зону вакуума [1-8, 23, 24, 58, 109, 115-121].

Плёночные, насадочные и струйно-барботажные деаэраторы получили широкое распространение в теплоэнергетике [1-8, 23, 24, 120]. В этих деаэраторах тепломассообмен происходит при пленочном и струйном стекании жидкости по тарелкам или неупорядоченной насадке и барботажной обработке жидкости паром, то есть за счёт развитых контактных поверхностей [2]. К неоспоримым преимуществам использования данных деаэраторов можно отнести накопленный практический опыт их расчёта, проектирования, наладки и эксплуатации.

Пример конструкции деаэратора струйно-барботажного типа атмосферного давления с деаэрационной колонкой типа ДСА разработки ЦКТИ, с затопленным барботажным устройством в деаэраторном баке представлен на рис. 1.1.

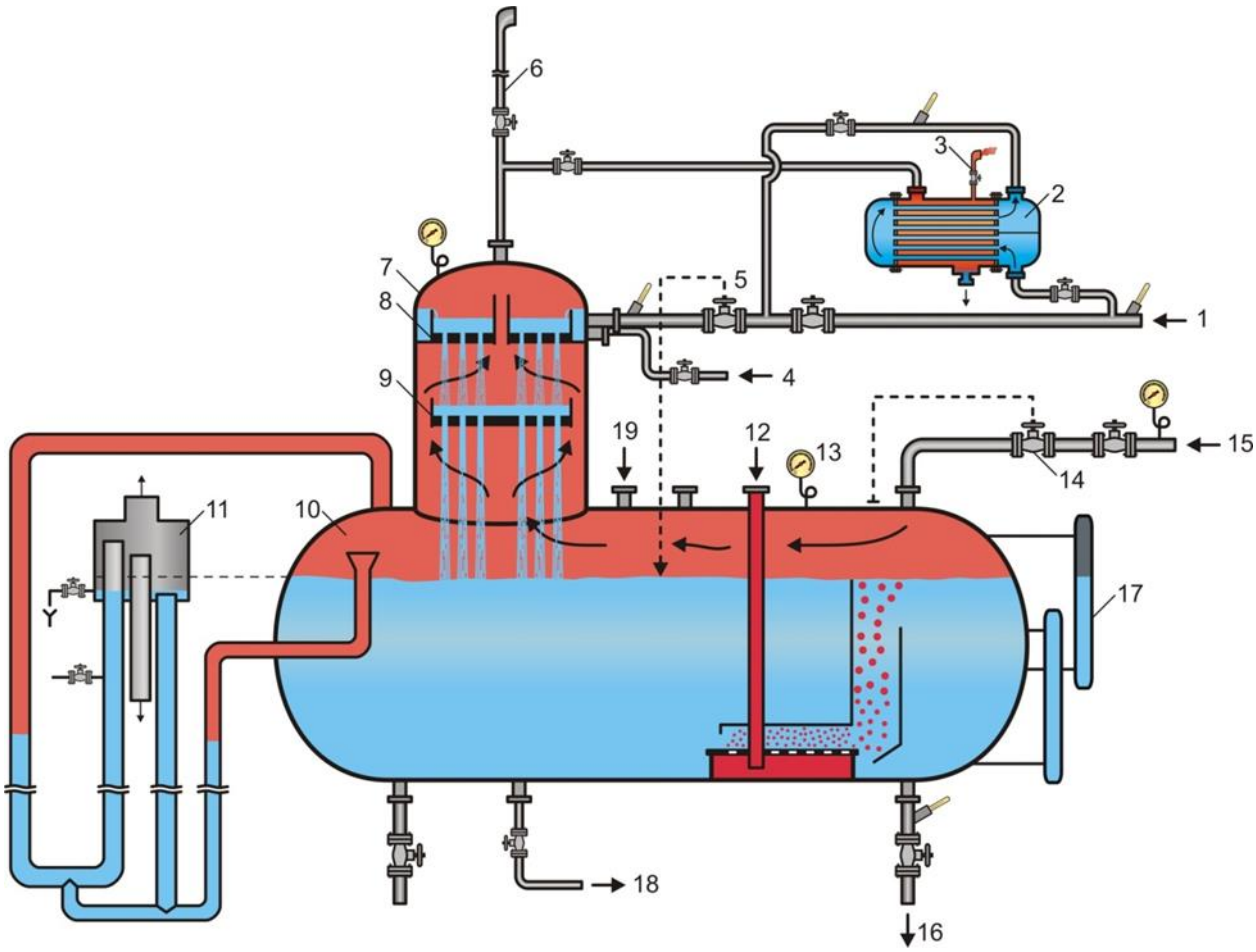


Рис. 1.1. Деаэратор струйно-барботажного типа атмосферного давления: 1 – подвод деаэрируемой воды; 2 – охладитель выпара; 3, 6 – выпар в атмосферу; 4 – подвод стороннего «холодного» конденсата; 5 – регулятор уровня; 7 – деаэрационная колонка; 8, 9 –струеобразующие тарелки; 10 – деаэраторный бак; 11 – предохранительно-сливное устройство; 12 – подвод барботажного пара; 13 – приборы контроля давления; 14 – регулятор давления; 15 – подвод основного пара; 16 – отвод деаэрированной воды; 17 – указатель уровня; 18 – дренаж; 19 – подвод «горячего» конденсата

К недостаткам таких деаэраторов можно отнести их большую металлоёмкость, неустойчивую гидравлику и высокую вероятность возникновения гидравлических ударов, уменьшение технологической эффективности при нагрузках менее 50 % и более номинальной производительности. Дополнительно следует отметить сложность регулирования и автоматизации процесса деаэрации за счёт большого количества измеряемых параметров и регулирующих устройств. Перечисленные недостатки традиционных деаэраторов делают актуальными постановку и решение исследовательских задач, направленных на поиск новых конструкций деаэраторов и эффективных режимов их эксплуатации.

Анализ данных литературных источников [4, 109, 115, 116, 122-125] показал, что в теплоэнергетике и смежных отраслях промышленности используются деаэраторы других конструкций, некоторые из которых недостаточно изучены:

- кавитационные деаэраторы типа «АВАКС» [126, 127],
- щелевые деаэраторы ООО «КВАРК ПромЭнергоСистемы» [2, 117, 119, 128],
- распылительные деаэраторы В.С. Галустова [2, 118, 129, 130],
- струйные вихревые деаэраторы (СВД) [117, 119, 131, 132],
- центробежно-вихревые деаэраторы (ДЦВ) Б.А. Зимина [115, 124, 133, 134].

В большинстве указанных аппаратов для интенсификации процесса деаэрации формируются вихревые центробежные потоки деаэрируемой воды и пара. В вихревых потоках под действием выталкивающей силы Архимеда и центробежной силы в центре вихря образуется область уменьшенного давления, куда из жидкости выталкиваются пузырьки выделяющегося газа [115-119, 122-124, 126, 128, 129, 131, 135]. Принцип центробежного разделения входного потока пароводяной смеси на поток жидкости и поток пара проиллюстрирован на рис.1.2.

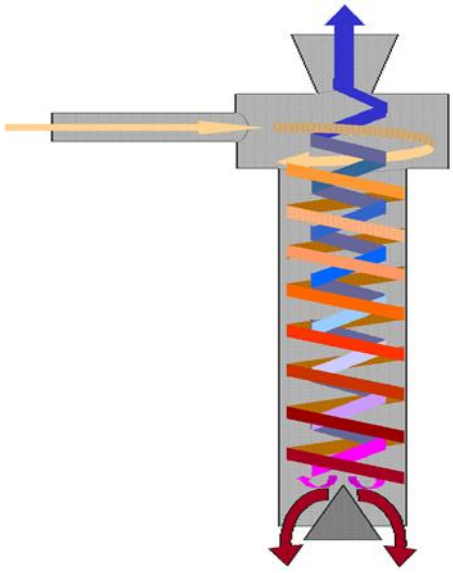


Рис. 1.2. Схема потоков при центробежном разделении входного потока пароводяной смеси на поток жидкости и поток пара. Поток пароводяной смеси показан жёлтым, пара – синим, воды – красным цветами

Ниже рассматриваются конструктивные схемы некоторых из перечисленных деаэраторов.

Вакуумные кавитационные деаэраторы «АВАКС». Конструкция вакуумного деаэратора типа «АВАКС», разработанного на ОАО «Кинешемский

машиностроительный завод» [126, 127], показана на рис. 1.3. Деаэратор использует центробежный эффект закрученного потока воды в горизонтальной трубе. В центре этой трубы образуется газовая полость, куда вытесняются газы, впоследствии удаляемые эжектором в атмосферу через специальный патрубок.

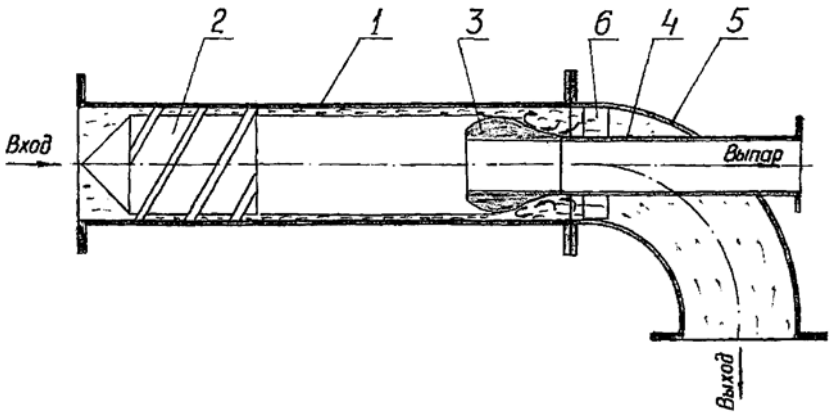


Рис. 1.3. Деаэратор «АВАКС»: 1 – цилиндрический корпус; 2 – завихритель, представляющий из себя тело вращения со спирально навитыми ребрами и закрепленный на входе деаэрируемой воды в корпус 1; 3 – тело вращения, которое своей наружной поверхностью внутри цилиндрического корпуса 1 образует сопло, сначала сужающееся до минимального кольцевого зазора, на 1-2 мм большего, чем зазор между корпусом 1, и завихрителем 2, затем плавно расширяющегося; 4 – труба выпара, расположенная соосно с цилиндрическим корпусом; 5 – отвод деаэрированной воды; 6 – спрямляющие лопатки

Анализ результатов проведённых испытаний деаэраторов типа «АВАКС», [136, 137] показал, что эффективная работа данного деаэратора возможна лишь при многократной циркуляции через него деаэрируемой воды, что серьёзно осложняет его практическое применение в теплоэнергетике. Обеспечение нормативного качества деаэрированной воды возможно при использовании, к примеру, комбинированной схемы, состоящей из струйного атмосферного деаэратора и деаэрационного устройства «АВАКС» [138]. Рядом исследователей [122, 123, 125, 139] считается, что обычные схемы с одноразовым пропуском обрабатываемой воды через аппарат применяться с деаэратором типа «АВКС» не могут.

Щелевые деаэраторы (ДЩ) «КВАРК». Конструкции щелевых деаэраторов разработаны объединением «КВАРК» для систем подпитки котлов, тепловых сетей и других технологических нужд [2]. Деаэрация в ДЩ «КВАРК» происходит без подвода пара или другого теплоносителя, а подогрев воды может производиться предварительно в любом теплообменнике перед деаэратором.

Принципиальная схема потоков теплоносителей в ДЩ «КВАРК» показана на рис. 1.4.

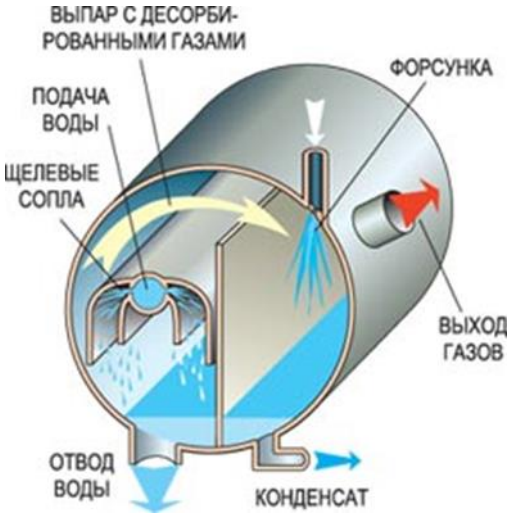


Рис. 1.4. Принципиальная схема потоков теплоносителей в ДЩ «КВАРК»

Во входной патрубок подаётся вода, нагретая на несколько градусов выше температуры насыщения. Далее деаэрируемая вода поступает на щелевые сопла, где за счет попадания в область уменьшенного давления и увеличения скорости потока происходит вскипание воды. Затем двухфазный поток направляется на профилированную криволинейную поверхность, где разделяется на деаэрированную воду и выпар, и вода стекает вниз в деаэраторный бак. Выпар, содержащий коррозионно-активные газы, отводится на встроенный или вынесенный охладитель выпара и далее выбрасывается в атмосферу или отсасывается эжектором или вакуумным насосом [2, 117, 119, 128].

Анализ конструкции и опыта эксплуатации щелевых деаэраторов «КВАРК» [2, 116, 123, 128, 140, 141] показал, что основным недостатком данного типа деаэраторов является необходимость в значительном подогреве деаэрируемой воды с использованием теплообменников из коррозионностойких материалов. Подогреватели недеаэрированной воды могут стать, в случае коррозии, уязвимым местом деаэрационной установки [58]. В случае использования контактных (струйных) теплообменников значительно увеличиваются затраты энергии на циркуляцию в контуре установки потока греющей среды. На ТЭЦ необходимость такого подогрева деаэрируемой воды резко уменьшает эффективность использования низкопотенциальных отборов пара турбин [116]. Регулировать производительность ДЩ можно, в основном, увеличением количества щелевых устройств, так как регулирование давлени-

ем малоэффективно. Это усложняет конструкцию и удорожает систему автоматизированного управления [117, 119]. Анализ работы щелевых деаэраторов на ряде котельных [142] показал, что данные аппараты уступают по эффективности традиционным типам деаэраторов.

Распылительные деаэраторы В.С. Галустова. В распылительных деаэраторах распыливание воды осуществляется при помощи форсунок, клапанов и других устройств [2, 118, 129]. Принцип работы деаэратора В.С. Галустова [118] и его конструкция на примере ДАПР-100 показаны на рис. 1.5.

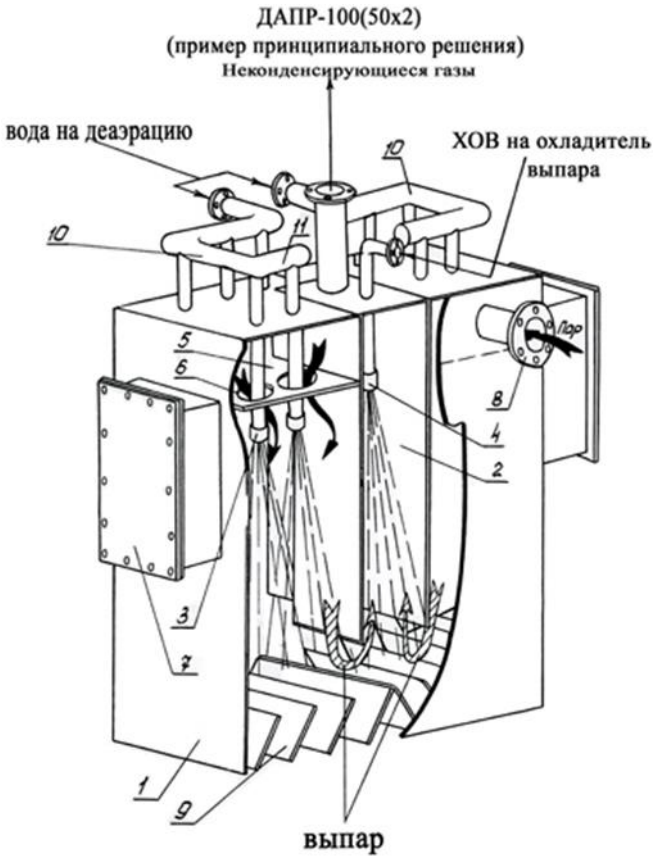


Рис. 1.5. Деаэратор «ДАПР-100»: 1 – корпус; 2 – зона охладителя выпара; 3,4 – форсунки СЦ; 5,6 – парораспределительное устройство; 7 – люк (два); 8 – паровой патрубок (два); 9 – инерционный сепаратор; 10 – коллектор ХОВ

Анализ результатов исследования и сравнения с деаэрационными установками других конструкций [2, 116, 118, 122, 129, 130] показал, что деаэраторы В.С. Галустова обладают недостаточной массообменной и энергетической эффективностью из-за принятой в аппаратах прямоточной схемы движения потоков теплоносителей. Кроме этого, анализ выявил узкий возможный диапазон регулирования нагрузки деаэраторов: значительное изменение нагрузки может быть осуществлено только при изменении диаметров сопел. В качестве положительных моментов эксплуатации деаэраторов [2] отмечается отсутствие гидравлических ударов и вибраций. Также отмечается, что для достижения одинакового остаточного содержания растворённого кисло-

рода в прямоточных аппаратах, к которым относятся рассмотренные выше деаэраторы «АВАКС», «КВАРК» и деаэраторы В.С. Галустова, теоретический удельный расход выпара должен быть во много раз больше, чем в противоточных деаэраторах [122].

Наряду с распылительными деаэраторами В.С. Галустова можно отметить деаэраторы «Stork» [135], которые относятся к комбинированным деаэраторам, оснащенным распылительной и барботажной ступенями [2]. Принципиальная конструкция деаэратора «Stork» распылительного типа с барботажной ступенью показана на рис. 1.6. Вода впрыскивается в пространство, заполненное паром (зона 1). Заключительный этап деаэрации происходит в резервуаре с водой, где вода находится в непосредственном контакте с барботажным паром для её деаэрации (зона 2).

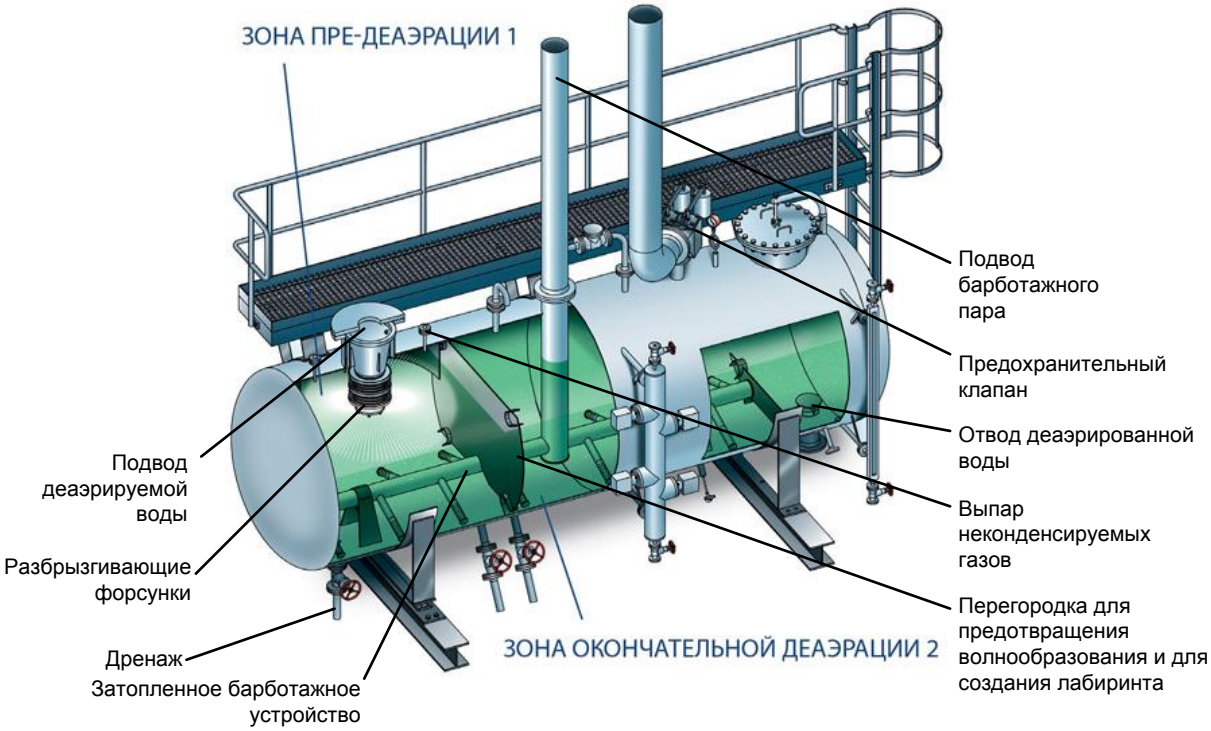


Рис. 1.6. Деаэратор «Stork»

Распылительные деаэраторы нашли применение в теплоэнергетике благодаря возможности работать в широком диапазоне изменения температур и расходов деаэрируемой воды.

Струйные вихревые деаэраторы СВД. В струйно-вихревом деаэраторе (СВД) вихревой поток деаэрируемой воды создается в вертикальной трубе. За счёт центробежных сил пузырьки газа вытесняются в центральную полость, откуда удаляются в атмосферу, а деаэрированная вода стекает вниз.

Принципиальная схемы деаэратора СВД согласно патенту Д.В. Васильева [132] показана на рис. 1.7.

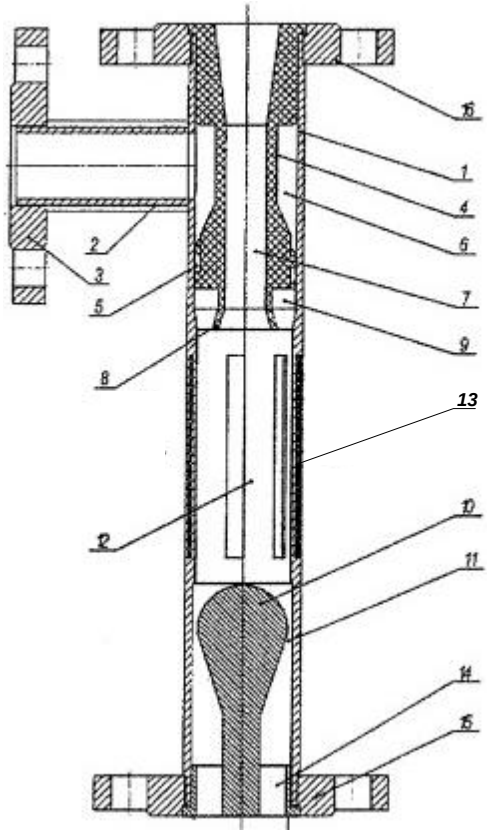


Рис. 1.7. Деаэратор СВД: 1 – вертикальный цилиндрический корпус; 2 – боковой патрубок; 3 – фланец для присоединения трубы, подводящей нагретую воду; 4 – завихритель; 5 – спиральные каналы с непрерывно сужающимся сечением по всей длине; 6 – форкамера кольцевого сечения для равномерного распределения воды по входам в спиральные каналы; 7 – осевой канал для отвода выпара; 8 – раструб; 9 – камера расширения кольцевого сечения и сужающаяся в направлении осевого движения потока; 10 – обтекатель, 11 – кольцевой диффузор; 12 – цилиндрическая камера вращения; 13 – профилирующие пластины; 14 – отверстия для выпуска воды; 15,16 – верхний и нижний фланцы, к которым присоединяются трубы для слива деаэрированной воды и отвода выпара

Анализ опыта эксплуатации и конструктивных особенностей деаэратора показал [117, 119], что вертикальная деаэрационная камера СВД, в отличие от деаэраторов «АВАКС», может работать при меньшем давлении воды без «захлебывания». По сравнению с ДЩ «КВАРК», в СВД создается крутка потока, при которой увеличивается время пребывания воды в зоне деаэрации. Тем самым при тех же габаритных размерах деаэратор имеет большую производительность при нормативном качестве воды.

Деаэраторы центробежно-вихревые Б.А. Зимина (ДЦВ). Деаэрационные установки с центробежно-вихревыми деаэраторами, разработанные инженером-изобретателем Б.А. Зиминым [115, 124, 133, 134], широко используются на ТЭС и в котельных России. Конструктивные схемы на различные типы деаэраторов защищены 12 патентами РФ [115, 117, 133]. В настоящее время в эксплуатации находится более 100 ДЦВ, длительный опыт (более 40 лет) использования которых показывает их эффективность и целесообразность расширенного применения. Внешний вид и одна из базовых конструкций центробежно-вихревого деаэратора показаны на рис.1.8.

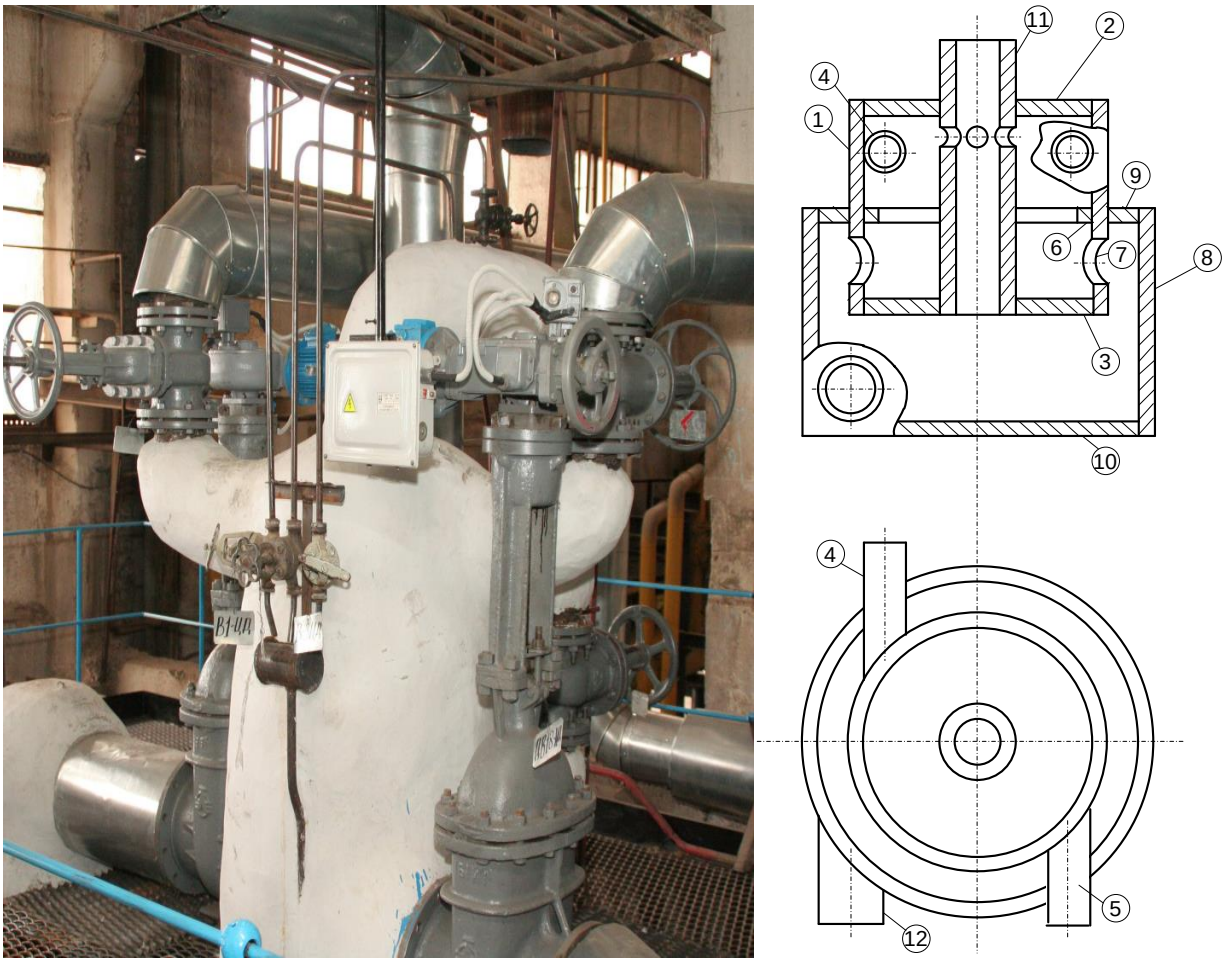


Рис. 1.8. Внешний вид (а) и чертёж общего вида (б) центробежно-вихревого деаэратора: 1 – корпус; 2 – верхняя крышка с отводящим патрубком выпара; 3 – нижняя крышка; 4, 5 – тангенциальный подводящий патрубок деаэрируемой воды; 6 – кольцевая перегородка («шайба») внутри корпуса 1; 7 – выходные отверстия в нижней части корпуса 1 для выхода воды из корпуса в сепаратор (циклон); 8 – сепаратор (циклон); 9 – верхняя крышка сепаратора; 10 – нижняя крышка сепаратора; 11 – труба отвода газообразной среды (выпара); 12 – тангенциальный отводящий патрубок деаэрированной воды

Деаэрируемая вода поступает в тангенциальные патрубки 4,5, поток воды закручивается в верхней камере деаэратора, образуется вращающийся цилиндрический слой воды с вертикальной границей раздела жидкой и паровой фазы. Так как вода нагрета более температуры насыщения, соответствующей давлению (вакууму) в деаэраторе, она вскипает, в результате чего образуется выпар, который выводится через патрубок 11, а вода через окна 7 верхней камеры сливается в нижнюю камеру 8 и выводится через патрубок 12.

ДЦВ отличаются простотой изготовления и надёжностью в эксплуатации, ремонтопригодностью. Базовый вариант ДЦВ предназначен для работы на перегретой воде. Установлено [143], что удовлетворительный результат деаэрации достигается при увеличенном удельном расходе выпара

(до 10 кг/т). По оценке профессора В.И. Шарапова [122, 123], данный прямоточный деаэратор менее энергоэффективен в сравнении с деаэраторами ЦКТИ. Тем не менее, с учётом простоты изготовления, малой металлоёмкости, широкого диапазона регулирования рабочих нагрузок, простоты и безопасности эксплуатации, они могут быть отнесены к перспективным деаэрирующим устройствам [115-117, 144].

Особенностью ДЦВ является то, что он может работать без подачи деаэрирующей среды (пара или перегретой воды) – на «начальном эффекте», обусловленном резким уменьшением давления перегретой деаэрируемой воды. Данное обстоятельство даёт еще одно преимущество по сравнению, к примеру, со струйно-барботажными деаэраторами типа ДВ, которые в принципе не обеспечивают приемлемое качество деаэрации при работе в режиме «холодной» деаэрации без подвода греющего агента [139, 145]. Отсутствие греющего агента упрощает конструктивную схему установки и её эксплуатацию. Однако в таком случае ДЦВ становится прямоточным деаэратором с малым временем пребывания в нём воды, из-за чего необходима организация второй ступени деаэрации [146]. Если деаэрируемая вода, подаваемая в ДЦВ, недогрета до температуры насыщения, или подаётся холодной, то деаэратор может работать за счёт подачи в ДЦВ пара или перегретой воды при безгидроударном нагреве воды непосредственно в ДЦВ от любой температуры [115, 117].

Анализ и сопоставление представленных выше конструкций деаэраторов проведены по ряду важных технологических, режимных и конструктивных параметров:

- глубина удаления из воды кислорода и диоксида углерода [20, 121];
- опыт расчёта, проектирования и наладки;
- материалоёмкость и сложность изготовления;
- особенности эксплуатации.

Результаты сопоставления, полученные на основе анализа данных литературных источников [20, 121], представлены для наглядности в табл. 1.1.

Таблица 1.1. **Результаты сопоставления различных типов деаэрационных устройств [2, 115-118, 122-126, 128-130]**

Тип деаэратора	Качество деаэрации.	Опыт расчёта, проектирования и наладки.	Материалоёмкость и сложность изготовления.	Особенности эксплуатации
Струйные деаэраторы.	+ Нормативное.	+ Имеется.	- Увеличенная металлоёмкость и сложность внутренних устройств.	- Сложность ведения режимов, гидравлические перекосы. - Вероятность гидравлических ударов, трудоёмкость ремонтов.
Распылительные деаэраторы В.С. Галустова.	+ Нормативное.	+ Имеется.	+ Низкая металлоёмкость, просты в изготовлении.	- Требуется значительный подогрев воды перед деаэратором при работе в вакуумном режиме. - Уменьшение перепада давления воды на форсунках резко ухудшает деаэрацию. + Стабильность эксплуатационных характеристик, легкий пуск в работу.
Щелевые деаэраторы (КВАРК).	+ Нормативное.	- Сведений о промышленных испытаниях ДЩ не опубликовано. Нет данных по массообменной эффективности.	- Нет достоверных данных.	- Требуется значительный подогрев и поддержание увеличенного давления воды перед деаэратором.
Комбинированные деаэраторы с барботажной ступенью.	+ Высокое.	+ Имеется.	- Повышенная металлоёмкость и сложность внутренних устройств.	+ Возможность работы в широком диапазоне гидравлических и тепловых нагрузок. - Недостаток - необходимость повышения давления пара для подвода под слой воды, энергоёмкий процесс барботажа, возможные гидравлические удары. Ненадёжность устройств вакуумных деаэраторов.
Деаэраторы «АВАКС».	- Очень низкое за один проход воды.	- Опыт расчёта отсутствует. Результаты наладки для режима деаэрации за один проход неудачны.	+ Низкая металлоёмкость, просты в изготовлении.	± Работа устройства возможна только в качестве первичного «грубого» дегазатора в составе комбинированных схем.
Струйно-вихревые деаэраторы.	± Высокое при наличии второй ступени деаэрации.	- Проектирование и наладка происходит на основе экспериментальных исследований или обобщения опыта эксплуатации внедрённых установок.	+ Низкая металлоёмкость, просты в изготовлении.	- Требуется значительный подогрев воды перед деаэратором при работе в вакуумном режиме.
Центробежно-вихревые деаэраторы Б.А. Зимина.	± Высокое при наличии второй ступени деаэрации (например, капельной).	- Проектирование и наладка происходит обычно на основе экспериментальных исследований или обобщения опыта эксплуатации внедрённых установок.	+ Низкая металлоёмкость, просты в изготовлении.	± Возможна работа на «начальном эффекте». - Требуется значительный подогрев воды перед деаэратором при работе в вакуумном режиме. + Просты и безопасны при эксплуатации, работают без гидравлических ударов.

Примечание: по давлению и температуре насыщения, различают три типа деаэраторов: атмосферные, вакуумные и повышенного давления. Применение последних ограничено схемами регенерации паровых турбин, поэтому из предлагаемой оценки они были исключены.

Анализ деаэраторов показал [4, 109, 115, 116, 122-125], что одним из перспективных аппаратов с положительным опытом эксплуатации является центробежно-вихревой деаэратор Б.А. Зимина. Несмотря на очевидные преимущества ДЦВ и широкое их практическое использование выбор типоразмера и технологических режимов таких аппаратов происходит обычно на основе экспериментальных исследований или обобщения опыта эксплуатации существующих установок. Экспериментальные исследования процессов деаэрации связаны с существенными временными и ресурсными затратами. В связи с этим проведение теоретических исследований процессов тепломассопереноса в центробежно-вихревых деаэраторах с целью определения оптимальных конструкций и эффективных режимов их эксплуатации является актуальным.

1.2. Эффективность термических деаэраторов. Факторы, влияющие на эффективность и надежность работы технологического оборудования деаэрационных установок

1.2.1. Показатели эффективности тепломассообменных энергетических систем

Проанализировав литературные источники, можно выделить следующие основные показатели эффективности тепломассообменных систем:

- *Коэффициент полезного действия* (КПД) оборудования [95, 98]. Определяется как отношение полезно использованной энергии к суммарному количеству энергии, полученному системой.
- Тепловую эффективность теплообменного аппарата можно выразить величиной *среднего коэффициента теплопередачи* в нём, которая численно равна количеству теплоты, передаваемому за единицу времени от одного теплоносителя к другому через единицу поверхности при средней разности температур теплоносителей в один градус [28,29].
- Для характеристики эффективности теплообменного аппарата можно использовать отношение действительно переданного в аппарате количества теплоты к максимально возможному [102].

•Для анализа тепловой эффективности теплообменных аппаратов применяется понятие *эксергетиического коэффициента полезного действия*. *Эксергия* – это свойство термодинамической системы, определяемое количеством максимальной полезной работы, которое может быть получено внешним приёмником при обратимом взаимодействии системы с окружающей средой до установления полного равновесия [99-100].

•В некоторых случаях при сравнении вариантов необходимо учитывать их стоимостные составляющие [96]. В качестве функции цели может быть использована стоимость тепловой энергии или теплообменного аппарата в абсолютном выражении или отнесенная к году эксплуатации [96].

•Зачастую при сравнении альтернативных вариантов приходится делать выбор одновременно по ряду критериев, например, «цена» и «качество». При выборе вариантов по нескольким критериям одновременно решается задача многокритериальной оптимизации. При решении данной задачи множество критериев, как правило, заменяется одним мультипликативным или аддитивным критерием или используется понятие «оптимальности по Парето» [108].

1.2.2. Методика оценки энергетической эффективности, режимов работы и схем включения термических деаэраторов

Деаэрационные установки по сравнению с другими тепломассообменными системами обладают рядом специфических особенностей их эксплуатации, поэтому для их оценки необходимо дополнительно учитывать ряд технологических факторов. Изменения технологии термической деаэрации часто связаны с существенными изменениями в технологических схемах ТЭЦ и котельных. В котельных установках изменение технологий деаэрации может привести к изменению расхода электроэнергии на собственные нужды или температуры уходящих газов котлов. Существуют различные методы анализа оценки энергетической эффективности данного влияния [2]:

- метод теплового баланса;
- метод коэффициентов приращения мощности;
- метод определения удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении;

- эксергетический метод.

Выбор метода анализа энергетической эффективности и в инженерной, и исследовательской практике делается с учётом приемлемой точности расчёта при ограничении его сложности. Особый интерес для сопоставления эффективности деаэрационных установок представляет методика [2], разработанная в НИЛ «Теплоэнергетические системы и установки» Ульяновского государственного технического университета. Основные положения, заложенные при построении этой методики, формулируются следующим образом:

1) Для возможности распространения результатов расчёта на установки различной производительности показатели энергетической эффективности рассчитываются как удельные на 1 т или 1 $м^3$ деаэрируемой воды.

2) Сравнение энергетической эффективности различных деаэрационных установок и схем производится при одинаковом достигаемом качестве деаэрированной воды при их использовании.

3) Удельные показатели энергетической эффективности различных технологий рассчитываются при условии одинаковой величины нагрева воды и при одинаковых начальных и конечных температурах теплоносителей [2].

4) При расчёте учитывается в целом изменение мощности $N_{сн}$, затрачиваемой на собственные нужды ТЭС (на привод насосов, перекачивающих потоки теплоносителей). К примеру, в технологиях вакуумной деаэрации также учитывается изменение мощности, связанное с транспортировкой греющего агента и с приводами газоотводящих аппаратов.

5) Показатели энергетической эффективности рассчитываются методом определения удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении за счёт отборов пара на подогрев теплоносителей в тепловой схеме деаэрационной установки или методом удельных затрат эксергии на реализацию технологии.

6) При расчёте показателей энергетической эффективности, принято учитывать теплофикационную мощность, развиваемую турбиной за счёт регенеративного подогрева конденсата пара, используемого при подогреве теплоносителей в деаэрационной установке.

1.2.3. Основные принципы интенсификации массообмена и повышения эффективности деаэрационных установок

Анализ опыта внедрения систем вакуумной деаэрации [131] позволил сформулировать базовые принципы интенсификации массообмена для эффективной деаэрации [149, 150]:

1. Обеспечение наибольшей разницы между равновесным и текущим парциальным давлениями кислорода над поверхностью раздела фаз. Максимальная движущая сила процесса достигается за счёт применения двухступенчатой противоточной схемы удаления выпара из внутренней полости деаэратора.

2. Создание наибольшей площади поверхности контакта фаз, через которую происходит диффузия кислорода из жидкой среды в газообразную. К примеру, максимальная площадь контакта фаз в деаэраторе СВД достигается за счёт диспергирования потока деаэрируемой воды при помощи блока вихревых узконусных форсунок, когда размеры капель воды получаются очень маленькими, а площадь контакта фаз – максимально большой.

3. Создание условий, приводящих к увеличению коэффициента массопереноса. Максимальный коэффициент массопереноса обеспечивается за счёт больших скоростей движения фаз в рабочем пространстве деаэратора.

1.3. Моделирование и тепловой расчёт деаэрационных аппаратов

Повышение эффективности работы тепломассообменных аппаратов производится, как правило, на основе теоретических и экспериментальных исследований протекающих в данных аппаратах процессов.

Сложность процессов обуславливается совместным протеканием в многофазной среде процессов тепло- и массообмена при струйном, пленочном или вихревом течении сред с изменяющимися геометрией и скоростями потоков теплоносителей, то есть с меняющимися площадями поверхности раздела фаз и коэффициентами теплопередачи и массопереноса.

Существует множество методов расчёта процессов в тепломассообменных аппаратах. Классификация способов расчёта тепломассообменных аппа-

ратов по наиболее существенным для анализа эффективности признакам представлена в табл. 1.2 [57, 60, 64].

Таблица 1.2. **Классификация типов расчёта тепломассообменных аппаратов**

№	Признак классификации	Типы расчёта
1.	по назначению	• тепловые, • гидравлические, • прочностные, • технико-экономические
2.	цель расчёта	• проектные, • поверочные
3.	уровень (декомпозиции) детализации объекта	• дифференциальный подход (dV). • интегральный подход (V), • ячеечный подход (ΔV)

Проектные расчёты осуществляются при создании новых аппаратов. Их целью является определение поверхности теплообмена [60].

Поверочные расчёты производятся в том случае, когда заведомо известна поверхность нагрева теплообменного аппарата, и необходимо определить количество переданной теплоты и конечные температуры (концентрации) рабочих сред [34,35].

При анализе существующих на данный момент математических моделей и методов расчёта тепломассообменных аппаратов [35] в зависимости от уровня декомпозиции расчётной области выявлено три подхода к решению поставленной задачи:

1. дифференциальный подход (dV);
2. интегральный подход (V);
3. ячеечный подход (ΔV).

Особенности и области применения интегральных, дифференциальных и ячеечных подходов к расчёту тепломассообменных процессов в деаэраторе рассмотрим более подробно.

1.3.1. Дифференциальный подход к расчёту тепломассообменных аппаратов

При использовании дифференциального подхода к расчёту тепломассообменных аппаратов вся расчётная область разбивается на множество бесконечно малых элементов (элементарных объемов).

На данном уровне декомпозиции характер движения теплоносителей в каждой ячейке в общем случае может быть представлен с помощью уравнения Навье-Стокса [25-27]:

$$F - \text{grad } p + \mu \nabla^2 u = \rho \frac{du}{d\tau}. \quad (1.1)$$

Это уравнение будет справедливо для несжимаемой среды при ρ=const с постоянной вязкостью (μ=const).

Уравнение сохранения массы или сплошности записывается на дифференциальном уровне декомпозиции системы в следующем виде [5]

$$\frac{d\rho}{d\tau} + \rho \cdot \text{div}(u) = 0. \quad (1.2)$$

При изобарическом течении несжимаемой жидкости уравнение переноса энергии (частная форма уравнения Фурье-Кирхгофа) имеет вид [34]

$$\rho c_p \frac{dT}{d\tau} = \text{div}(\lambda \cdot \text{grad}T) + q_i. \quad (1.3)$$

Пространственные и временные изменения концентраций определяются уравнением массопроводности [34, 45]

$$\frac{d\Theta}{d\tau} = \text{div}(a_m \cdot \text{grad}\Theta) + q_i^m, \quad (1.4)$$

где u – вектор скорости, ρ – плотность, p – давление, F – вектор массовых сил, T – локальная температура, μ – коэффициент динамической вязкости потока, q – мощность внутреннего источника тепла, λ – коэффициент теплопроводности, τ – время, Θ – локальная концентрация, c – удельная теплоёмкость при постоянном давлении, a_m – коэффициент массопроводности, q^m – мощность внутреннего источника массы.

Основными препятствиями к использованию дифференциального подхода к расчёту тепломассообменных аппаратов являются следующие причины [35]:

- проблематичность задания граничных условий из-за сложных конструкций данных аппаратов;
- проблема получения экспериментальных данных, необходимых для идентификации и верификации разработанных моделей;

•уравнения (1.1)-(1.4) относятся к классу дифференциальных уравнений в частных производных, и совместное их решение связано с рядом вычислительных проблем [34,35].

1.3.2. Интегральный подход к расчёту тепломассообменных аппаратов

При использовании интегрального подхода область тепломассообмена рассматривается как единое целое.

Расчёт тепломассообменного аппарата сводится к составлению массовых и энергетических балансов:

$$\sum_i q_i = 0,\ \sum_i q^m{}_i = 0, \tag{1.5}$$

где q – поток энергии, q^m – поток массы, i – индекс суммирования.

Помимо этого, балансовые уравнения дополняются уравнениями теплопередачи и массопереноса [28, 34]

$$q = kF\Delta t,\ q^m = k_m F\Delta c_g, \tag{1.6}$$

где k – коэффициент теплопередачи, а k_m – коэффициент массопереноса,

F– площадь поверхности обмена, Δt – температурный напор, c_g – концентрация.

Температурный напор для противоточных и прямоточных тепломассообменных аппаратов [28, 29] определяется из выражения

$$\Delta t = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln\frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}, \tag{1.7}$$

где $\Delta t_б$ – большая разность температур, $\Delta t_м$ – меньшая разность температур.

Коэффициент теплопередачи определяется формулой [28]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum R_i + \frac{1}{\alpha_2}}, \tag{1.8}$$

где α_1, α_2 –коэффициенты теплоотдачи для горячего и холодного теплоносителей, R_i – термическое сопротивление стенки.

Большая часть используемых на практике методов расчёта относится именно к интегральным методам.

Стандартный тепловой расчёт аппарата [19] непрерывного действия базируется на совместном решении уравнения теплопередачи и уравнения теплового баланса.

Последовательность проведения поверочного теплового расчёта включает в себя следующие этапы [19]:

1. По известным методикам [26, 40, 41] рассчитываются коэффициенты теплоотдачи. Затем вычисляется коэффициент теплопередачи согласно предполагаемым режимам работы при условно принятой тепловой нагрузке.
2. Определяется требуемая средняя разность температур исходя из принятой нагрузки, рассчитанного коэффициента теплопередачи и известной поверхности теплообмена.
3. Оценивается соответствие необходимой и располагаемой разностей температур, которые определяются условиями процесса и тепловой схемой объекта. Требуется выбор режима работы аппарата, при котором достигается примерное соответствие необходимой и располагаемой разностей температур.
4. При существенном расхождении значений, необходимо принятие соответствующих мер (изменение площади теплообмена, параметров греющей среды, и т.п.), которые поспособствуют устранению этого расхождения.
5. С использованием справочных данных определяются местные потери и коэффициенты трения, а также рассчитываются перепады давлений и оценивается мощность, необходимая для прокачки теплоносителей.
6. Затем выбираются и проектируются вспомогательные элементы установки.

В уравнения теплопередачи и массопереноса (1.6) входят: коэффициенты теплопередачи (k) и массопереноса (k_m), а так же площадь поверхности обмена (F). Нахождению перечисленных параметров для различных технологических условий протекания процессов посвящено значительное количество исследований [26, 40, 41].

С целью расширения области применения найденных в результате экспериментальных исследований значений коэффициентов теплопередачи и массопереноса используются критериальные уравнения, полученные в рамках теории подобия [26, 56]. С помощью критериальных уравнений можно получить обобщённые зависимости для коэффициентов теплопередачи и

массообмена от конструктивных и режимных параметров. Эти зависимости можно использовать при любом подходе к моделированию. Коэффициенты теплопередачи и массопереноса определяются согласно [26, 40, 52, 56] для соответствующих условий их применимости.

Критериальные уравнения для расчёта нагрева воды в смешивающих теплообменных аппаратах, к которым относятся деаэраторы, в струях при их поперечном омывании потоком пара при давлении меньшем или равном барометрическому записываются в виде [2, 29, 56]

$$\lg\frac{t_H - t_1}{t_H - t_2} = 0{,}085\frac{1}{d}\mathrm{Lap}^{0,33}K^{-0,13}\mathrm{Pr}^{-0,62}\mathrm{Fr}^{-0,33}(1-П), \qquad (1.9)$$

где

$$K = \frac{r}{c\cdot(t_2-t_1)},\ П = \frac{G_{ВОЗД}}{G_{СМ}},$$

здесь t_H, ˚С – температура насыщенного пара, при его давлении в данном аппарате перед струйным пучком; t_1, t_2, ˚С – температура воды в начале и в конце струи; l, м – длина струи; d, м – диаметр отверстий в тарелке, который определяет начальный диаметр струй; Lap – число Лапласа; K – число, учитывающее количество пара, конденсирующегося на поверхности струй в данном отсеке; r, кДж/кг – удельная теплота парообразования; c_P, кДж/(кг·К) – теплоёмкость воды; (1-П) – комплекс, учитывающий влияние парциального давления воздуха в греющем паре (паровоздушной смеси); $G_{ВОЗД}$, кг/ч – массовое содержание воздуха в греющем паре; $G_{СМ}$, кг/ч – расход паровоздушной смеси.

В самом отсеке деаэратора расчёт подогрева воды предлагается выполнять согласно [29, 109]

$$\lg\frac{t_H - t_1}{t_H - t_2} = A\frac{l}{d_0^{0,7}}w_0^{-0,3}w_n^{0,3}, \qquad (1.10)$$

где t_H, ^{0}С – температура насыщения при давлении в деаэраторе, А – коэффициент, который зависит от давления в деаэраторе.

В отсеках с продольным обтеканием струй паром расчёт подогрева воды в деаэраторе атмосферного типа рекомендуется производить в соответствии с [29, 109]

$$\lg\frac{t_H - t_1}{t_H - t_2} = 0,0586\left(\frac{l}{d_0}\right)^{0,5} w_0^{-0,3}. \qquad (1.11)$$

Расчёт выделения кислорода в отсеке с поперечным обтеканием струй паром производится в соответствии с [29, 109]

$$\lg\frac{c_1}{c_2} = 0,0211\left(\frac{1}{d_0}\right)^{0,5} w_0^{-0,3}, \qquad (1.12)$$

где c_1, c_2, мкг/кг – концентрации кислорода в начале и конце струи соответственно.

Наряду с этим, расчёт процессов нагрева воды и десорбции из неё кислорода в струйных отсеках деаэраторов при струйно-капельном режиме их работы выполняется в соответствии с [109]

$$\lg\left(\frac{t_н - t_1}{t_н - t_2}\right) = 0,0137\left(\frac{H}{d}\right)^{0,982} Lap^{0,163} Fr^{-0,054} Pr^{-0,832} K^{-0,290};$$

$$\lg\left(\frac{C_1}{C_2}\right) = 0,8910\left(\frac{H}{d}\right)^{0,964} Lap^{0,264} Sc^{-1} K^{-0,882};$$

$$Lap = \frac{\rho_ж W_п^{\,2} d}{\sigma_ж};\quad Fr = \frac{W_ж^{\,2}}{gd};\quad Pr = \frac{\nu_ж}{a_ж};\quad K = \frac{r}{c_ж(t_2 - t_1)};\quad Sc = \frac{\nu_ж}{D_ж};$$

где Lap, Fr, Pr, K и Sc – критерии Лапласа, Фруда, Прандтля, Кутателадзе и Шмидта соответственно, t_1 и t_2, ^oC – соответственно температуры воды на входе и выходе струйного отсека; d, м – диаметр отверстий струеобразующей тарелки; $\rho_ж$, кг/м^3 – средняя плотность воды; $W_п$, м/с – средняя скорость парового потока в отсеке; $\sigma_ж$, Н/м – средний коэффициент поверхностного натяжения воды; $W_ж$, м/с – средняя скорость истечения воды из отверстий струеобразующей тарелки; g, м/с^2 – ускорение свободного падения; $\nu_ж$, м^2/с – коэффициент кинематической вязкости воды; $a_ж$, м^2/с – коэффициент температуропроводности воды; r, кДж/кг – удельная теплота парообразования; $c_ж$, кДж/(кг·^{o}C) – истинная изобарная теплоёмкость воды; $D_ж$, м^2/с – коэффициент молекулярной диффузии кислорода в воде.

Коэффициент массоотдачи для кислорода на непровальной барботажной тарелке вычисляется в соответствии с [29, 109]

$$k_{O_2} = 367 w_в \left(\frac{\rho_п w_п^2 d}{\sigma}\right), \qquad (1.13)$$

где $w_в$ – скорость потока воды по барботажному листу.

Особый интерес представляет для теории и практики расчёт площади межфазной поверхности, определение которой для смешивающих теплообменных аппаратов представляет собой самостоятельную задачу, решение которой связано с определением характера движения теплоносителей и их фазового состояния [35, 109]. Для расчёта площади поверхности тепломассообмена в струйном отсеке смешивающих аппаратов может быть использована следующая зависимость [29, 109]

$$F = \frac{2\pi d W_{ж}^{2}}{3\mu^{1,5} g}\left[\left(1+\frac{2\mu^{2} g L}{W_{ж}^{2}}\right)^{0,75} -1\right], \qquad (1.14)$$

где $L = 3W_{ж}\sqrt{\frac{\rho_{ж} d^{3}}{\sigma}}$, $W_{ж} = \mu\sqrt{2gh_{г}}$,

L, м – длина сплошной части струи; d, м –диаметр отверстия струеобразующей тарелки; $W_{ж}$, м/с –средняя скорость истечения воды из отверстия; ρ, кг/м^3 –средняя плотность воды в струях; σ, Н/м – коэффициент поверхностного натяжения воды; $h_г$, м – высота слоя жидкости.

Рассчитать эффективную поверхность тепломассообмена при капельном режиме течения воды можно по следующему выражению, которое, однако, не учитывает изменение объёма капель воды при тепломассообмене [35, 109]

$$F = \frac{f Q H}{U}, \qquad (1.15)$$

где $f = \frac{6}{d}$, м^2/м^3 – площадь поверхности капель, которые образуются при распыле 1 м^3 воды; d, м – средний диаметр капель; Q, м^3/с – расход воды в струе до её распада; H, м – высота зоны капельного режима; U, м/с – средняя скорость падения капель.

Установившаяся скорость падения капель в паровом потоке с учётом плотности парового потока может быть найдена по выражению [35]

$$U = \sqrt{\frac{4gd(\rho_{ж} - \rho_{п})}{3\zeta\rho_{п}}}. \qquad (1.16)$$

где d, м –средний диаметр капель; $\rho_{ж}$, $\rho_{п}$, кг/м^3 – соответственно плотность воды и пара; g, м/с^2– ускорение свободного падения; ζ – коэффициент сопротивления (при $Re_{п} > 500$ и сферической форме капли можно принять 0,44).

Средний размер пузырьков пара, выходящих из отверстий барботажного листа, предлагается определять следующим образом [26, 35]

$$R = \left[1.14 - 126\left(\frac{\rho''}{\rho' - \rho''}\right)^{0.96}\right]\left(\frac{\sigma R_1}{g\rho'}\right)^{1/3}, \qquad (1.17)$$

$$d_{п} = \begin{cases} 2\cdot 10^{-6}\dfrac{Re_{0п}^{\;0,5}}{h_0\omega^{0,5}} \text{ при } Re_{0р} < 2400 \text{ ; } h_0 = 5..\ 50 \text{ мм} \\ 7{,}3\cdot 10^{-3} Re_{0п}^{\;-0,05} \qquad \text{при } Re_{0р} > 2400 \text{ ;} \end{cases} \qquad (1.18)$$

где R, R_1 – радиус пузырьков и отверстий соответственно, ρ', ρ''–плотность воды и пара, $Re_{0n} = \dfrac{W_0 d \gamma_n}{\mu_n}$, $d_п$, м – средний диаметр паровых пузырьков на тарелке; h_0, м – высота «светлой» жидкости; ω – доля живого сечения тарелки, $Re_{0п}$ – критерий Рейнольдса для пара; W_0, м/с – скорость пара в отверстиях; d, м – диаметр отверстий; $\gamma_п$, – удельный вес пара, $\mu_п$ – коэффициент динамической вязкости.

Площадь поверхности контакта фаз, которая определяется гидравлическим режимом работы непровальной барботажной тарелки, характеризуется удельной площадью поверхности контакта фаз, представляющей отношение площади поверхности контакта фаз к объёму двухфазного слоя. При барботажном гидравлическом режиме удельная площадь поверхности контакта фаз составляет от 50 до 100 $м^2/м^3$. При пенном гидравлическом режиме удельная площадь поверхности контакта фаз определяется по уравнению:

$$f = \frac{6\varphi}{d_{п}}, \qquad (1.19)$$

где φ – газосодержание двухфазного слоя на барботажном листе, $d_п$, м – средний диаметр пузырьков пара на тарелке.

Характеристическим критерием, влияющим на площадь поверхности контакта фаз, выбирается критерий Рейнольдса для пара. На рис. 1.9 продемонстрирована зависимость удельной площади поверхности контакта и свойств пены от критерия Рейнольдса для пара.

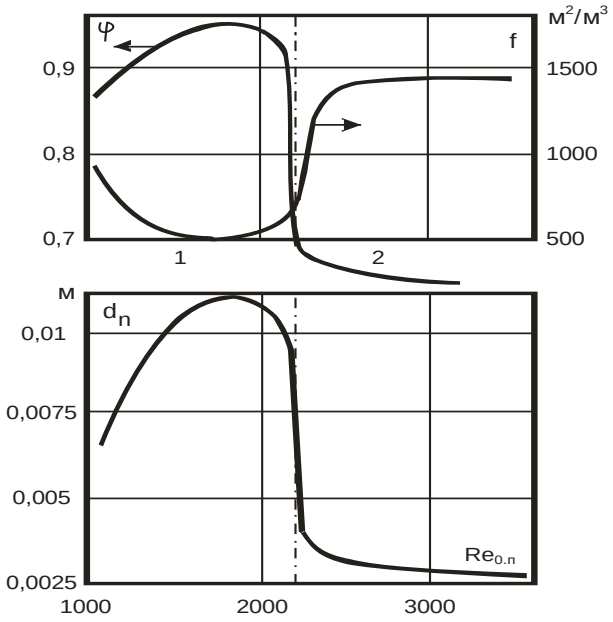


Рис. 1.9. Зависимость удельной площади поверхности контакта и свойств пены от критерия Рейнольдса для пара (диаметр отверстий 3,2 мм, ω = 5,7 %): 1 – ячеистая пена, 2 – пена

Согласно анализу, с увеличением скорости пара в отверстиях диаметр пузырьков пара возрастает, достигая максимума при $Re_{0п} = 2100 \div 2400$. С дальнейшим увеличением скорости пара ячеистая пена разрушается, диаметр паровых пузырьков при этом уменьшается, достигая почти постоянного размера. В пределе удельная площадь поверхности контакта фаз достигает 1400 $м^2/м^3$ [35].

В отличие от струйных и барботажных деаэраторов процесс формирования межфазной поверхности в вихревом потоке деаэраторов перегретой жидкости исследован весьма фрагментарно. Для расчёта формирования межфазной поверхности разными авторами [35] исследовались частота образования и размер пузырьков, кинетика их роста.

Процесс кипения в потоке перегретой жидкости, имеющий большое значение для теплотехники, исследован в работах Центрального котлотурбинного института [151]. Главным образом в них изучалась зависимость теплоотдачи от скорости и характера движения кипящей жидкости.

Экспериментальные исследования размеров пузырьков и кинетики их образования проводились с помощью фото- и киносъёмки. Благодаря скоростной кинематографии (500, 4000 и даже 20000 кадров в секунду) были рассмотрены, в частности, образование пузырьков в момент выхода их из жидкости и другие явления. Но прежде всего таким путём было исследовано пузырьковое кипение. Была найдена, к примеру, частота отрыва пузырька от активного центра на горячей поверхности; в указанных опытах она колебалась от 15 до 20 пузырьков в секунду. Размеры пузырьков *D* в момент отрыва

лежали в пределах от 2,5 до 5 мм [151]. Габерман и Мортон [152] экспериментально изучали поведение таких пузырьков. Выяснилось, что пока радиус R < 1 мм, пузырьки имеют шарообразную форму и всплывают по закону Стокса, когда же 1 мм < R < 5 мм, пузырьки становятся эллипсоидальными, а при R > 5 мм – грибоподобными. Маленькие пузырьки всплывают прямолинейно, без возмущений. Средние пузырьки (число Рейнольдса для которых от 300 до 3000), движутся по спиралеобразным траекториям, а самые крупные при подъёме испытывают непрерывные скачки в горизонтальной плоскости. Крупные пузырьки R > 1 см малоустойчивы и разделяются на своём пути на более мелкие. Перед дроблением пузырёк сплющивается, начинает пульсировать, в его центре создаётся тонкая плёнка, которая в определенный момент разрывается, и первоначальный пузырёк дробится на группу более мелких. Теория дробления пузырьков была развита В. Г. Левичем [153].

Для теоретического определения диаметра пузырька D, характеризующего линейные размеры движущегося тела, Розенов [25] использовал следующую формулу

$$D = const\ \theta \sqrt{\frac{\sigma}{\rho - \rho'}}$$

где θ – угол смачивания, ρ' – плотность пара.

Несколько иным является подход Форстера и Зубера [154, 155], которые принимали за исходный пункт уравнение Рэлея для радиуса пузырька внутри жидкости

$$RR'' + \frac{3}{2}R'^2 + \frac{2\sigma}{\rho R} = \frac{P - P_\infty}{\rho}. \qquad (1.20)$$

Уравнение вида (1.20) определяет зависимость между радиусом пузырька R и давлением пара в нём. Чрезвычайная сложность подобных уравнений состоит в том, что давление P, даже считая пар идеальным газом, зависит от плотности ρ' пара и температуры T, которые в свою очередь являются функциями $\acute{R}(t)$. Результаты расчётов Цвикка и Плессе согласно (1.20), получили экспериментальное подтверждение результатами скоростной киносъёмки процесса роста пузырька [151].

Наблюдения за размерами и частотой отрыва пузырьков [151], а также за ростом уже оторвавшихся пузырьков позволили определить коэффициент теплоотдачи от жидкости в пузырёк. Значения коэффициентов для разных жидкостей изменяются в пределах от 1 до 5 *кал/см^2 сек • град.*

В работах Г. Н. Кружилина [156] рассматривается зарождение и движение отдельных пузырьков в перегретой жидкости. Радиус кривизны наименьшего бугорка шероховатости, являющегося центром парообразования, равен

$$R_0 = \frac{2\sigma}{\Delta P} = \frac{2\sigma}{P'\Delta T}.$$

Здесь ΔT – перегрев, а $P' = dP/dT$ – величина, определяемая из уравнения Клапейрона – Клаузиуса. С возрастанием перегрева ΔT уменьшается минимальный радиус R_0 и соответственно увеличивается число центров парообразования, и, следовательно, коэффициент теплоотдачи α.

С. С. Кутателадзе со своими сотрудниками пошли иначе [25, 27, 151]. Из полной системы уравнений, описывающих движения жидкости и паровой фазы, условия возникновения и отрыва пузырьков, Кутателадзе получил ряд первичных и производных критериев подобия. Далее он выражает α в виде неявной зависимости от параметров критериев подобия. Чтобы получить удобную для проверки на опыте формулу, Кутателадзе отбрасывает второстепенные критерии теплоотдачи при пузырьковом кипении.

Из соображений Лабунцова [151] следует, что число активных центров n пропорционально квадрату перегрева:

$$n = const\left(\frac{\lambda\rho\Delta T}{\sigma T_к}\right)^2.$$

Для радиуса пузырька R Лабунцов [151] получает R соотношение

$$R = const\sqrt{\frac{\Delta T}{\rho'}t}.$$

В случае кавитации критический [157] зародыш имеет простой смысл пузырька, в котором поверхностное натяжение в точности уравновешивает отрицательное давление. Для воды при комнатной температуре (поверхностное натяжение δ = 80 дин/см) приводим в таблице 1.3 значения радиуса (x), объема (v) и работы образования (A) критического зародыша в зависимости

от значения отрицательного давления, под которым автор понимает напряжения растяжения, возникающие в пузырьках:

Таблица 1.3

Давление *p*, атм	**Радиус *x*, см**	**Объем *v*, см^3**	**Работа образования *A*, эрг**
0,1	$1{,}6\cdot10^{-3}$	$1{,}6\cdot10^{-8}$	$8\cdot10^{-4}$
10	$1{,}6\cdot10^{-5}$	$1{,}6\cdot10^{-14}$	$8\cdot10^{-8}$
1000	$1{,}6\cdot10^{-7}$	$1{,}6\cdot10^{-20}$	$8\cdot10^{-12}$
10000	$1{,}6\cdot10^{-8}$	$1{,}6\cdot10^{-23}$	$8\cdot10^{-14}$

Согласно Френкелю [151] в термодинамически устойчивой системе установлено равновесное распределение числа $N(\mathrm{g})$ пузырьков, включающих данное количество молекул пара:

$$N\ (\mathrm{g}) = Nexp\left[-\frac{\Delta\Phi(\mathrm{g})}{kT}\right],$$

где N – общее число молекул в системе, $\Delta\Phi(\mathrm{g})$ – приращение термодинамического потенциала при образовании сферического пузырька из g молекул.

Кинетическое уравнение кипения получено Я. Б. Зельдовичем и Я. И. Френкелем [151] для случая *D(g)=const(g)* в виде

$$\frac{df}{dt} = D\frac{d^2f}{d\mathrm{g}^2} + \frac{D}{kT}\frac{d}{d\mathrm{g}}\left(f\frac{d\Delta\Phi}{d\mathrm{g}}\right), \qquad (1.21)$$

которое можно рассматривать как обычное уравнение диффузии, где D – «коэффициент диффузии», $D\ /\ kT$ – «подвижность», $-\frac{d\Delta\Phi}{d\mathrm{g}} = F$ – «внешняя сила». Зельдович нашёл простой метод для решения данного уравнения в стационарном случае, т. е. когда $df\ /\ dt = 0$,

$$f(\mathrm{g}) = Ie^{-\frac{\Delta\Phi(\mathrm{g})}{kT}}\int_{\mathrm{g}}^{G}\frac{1}{D(\mathrm{g})}e^{\frac{\Delta\Phi(\mathrm{g})}{kT}}d\mathrm{g}, \qquad (1.22)$$

Полученное кинетическое уравнение (1.21) и распределение пузырьков по размерам (1.22) для практического использования представляют определенные сложности в силу необходимости определения термодинамичсекого потенциала $\Delta\Phi$ в вихревом потоке перегретой жидкости, что представляет собой отдельную задачу и требует дополнительных исследований.

Полученные значения коэффициентов теплопередачи и массопереноса и характерной поверхности процесса позволяют провести расчёты аппарата с использованием интегрального подхода. В большинстве существующих методов расчёта [19], использующих интегральный подход, тепломассооб-

менные аппараты рассчитываются итерационно до достижения определенной величины расхождения принятых и расчётных значений параметров.

1.3.3. Ячеечный подход к расчёту тепломассообменных аппаратов

При использовании ячеечного подхода к расчёту тепломассообменных аппаратов вся область тепломассообмена разбивается на некоторое количество ячеек и для каждой ячейки записываются массовые и энергетические балансы.

Использование ячеечного подхода при расчёте тепломассообменных аппаратов имеет ряд значительных достоинств, делающих его наиболее предпочтительным:

1. Ячеечная модель наиболее универсальна. Так, при существенном увеличении числа ячеек методика расчёта будет стремиться к дифференциальному подходу, а если расчётную область тепломассообмена представить целиком в виде одной ячейки, то расчётная модель будет соответствовать интегральному подходу.
2. Ячеечная модель позволяет моделировать тепломассообменный аппарат произвольной конфигурации [35,65-81]. Помимо этого, данная модель позволяет рассчитывать технологические структуры, имеющие сложную конфигурацию потоков, с привлечением подходов матричной формализации [35,77].
3. Уровень декомпозиции расчётной области тепломассообмена можно варьировать зависимо от уровня эмпирического обеспечения модели.
4. Использование ячеечной модели позволяет рассчитывать как стационарные, так и нестационарные режимы работы аппаратов. Это делает возможным использование данных моделей при разработке систем оптимального управления процессом.

Например, разработана ячеечная математическая модель процессов тепломассообмена в барботажной ступени деаэраторного бака атмосферных деаэраторов, позволяющая учитывать влияние на процесс деаэрации площади межфазной поверхности и циркуляцию теплоносителей [158]. Также разработаны ячеечные модели стационарных и нестационарных процессов в поверхностных и смешивающих тепломассообменных аппаратах и деаэраторах,

позволяющие согласовывать уровень декомпозиции системы с уровнем располагаемого эмпирического обеспечения модели [159].

Из вышесказанного можно сделать вывод, что использование ячеечного подхода перспективно и для моделирования процессов в центробежно-вихревых деаэраторах с возможностью учёта при расчёте, в том числе, и переходных режимов работы оборудования.

Сложные схемы, к которым можно отнести, в частности, схему регенеративного подогрева питательной воды, рассчитываются, как правило, в рамках интегрального подхода с использованием балансовых уравнений (1.6), записанных для каждой ступени подогревателей. Число неизвестных параметров теплоносителей обычно больше числа уравнений [5, 7], вследствие чего система замыкается рядом допущений по температурам теплоносителей, значения которых выбираются исходя из опыта эксплуатации аналогичного оборудования. Подобная методика расчёта неплохо зарекомендовала себя для базовых режимов работы оборудования или при режимах работы, близких к исследованной области значений параметров. Режимы работы оборудования, отличные от исследованных, данные подходы описывают некорректно.

Для описания систем, состоящих из большого количества ячеек, при произвольной конфигурации связей между ними, с успехом применяется метод матричной формализации [35].

1.3.4. Метод матричной формализации расчёта сложных многоступенчатых систем

Возможности для автоматизации расчёта распределённых многоступенчатых систем открывает модель матричной формализации [35]. В основе математического описания лежат уравнения материального и энергетического балансов. Особенностью данного подхода является его применимость для аддитивных параметров теплоносителей, задействованных в модели, к которым относятся, например, энергия, масса, энтальпия.

Вывод матричных уравнений получен для наиболее общего случая произвольного взаимного соединения n элементов (ячеек) системы [35,75]. Сту-

пень тепломассообмена представляется четырехполюсником с входными и выходными потоками для холодного и горячего теплоносителей. Матрица-столбец (вектор признаков) **X** формируется из аддитивных параметров теплоносителей.

Наиболее общий вариант соединения ступеней предполагает возможность подачи на вход в i-й элемент потоков из всех остальных элементов. Входной вектор признаков для i-го элемента определяется как сумма аддитивных характеристик смешиваемых на его входе потоков. После преобразований полученная система уравнений представляется в матричном виде:

$$\begin{pmatrix} -I & K_{12}\cdot B_2 & \cdots & K_{1n}\cdot B_n \\ K_{21}\cdot B_1 & -I & \cdots & K_{2n}\cdot B_n \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ K_{n1}\cdot B_1 & K_{n2}\cdot B_2 & \cdots & -I \end{pmatrix} \begin{pmatrix} [X_0]_1 \\ [X_0]_2 \\ \cdots \\ [X_0]_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -[X_{вх}]_1 \\ -[X_{вх}]_2 \\ \cdots \\ -[X_{вх}]_n \end{pmatrix}, \qquad (1.23)$$

где $\mathbf{B_i}$ – матрица преобразования вектора признаков **X** в ступени, **K** – матрица коммутации, показывающая связь между ступенями, индекс «вх» указывает на внешний поток, подаваемый на вход ступени, **I** – единичная матрица.

При известных матрицах **B** и **K** решение системы (1.23) даёт возможность определить значения параметров теплоносителей в любой точке установки. Матрицы процесса ступени **B** для различных фазовых состояний теплоносителей определяются согласно [35].

Усовершенствование и модифицирование метода матричной формализации является перспективным направлением моделирования центробежно-вихревых деаэраторов, позволяющим довольно просто определять технологические параметры установки при наличии произвольной структуры связи между её ступенями.

1.3.5. Методы стохастического программирования и моделирование совмещённых процессов

К перспективному подходу для моделирования распределённых динамических процессов теплопередачи и массопереноса следует также отнести использование методов стохастического программирования [65-80]. К этим методам, наиболее подходящим для описания процессов переноса вещества и

энергии, стоит отнести использование математического аппарата цепей Маркова [67-72], и построение моделей на базе кинетического уравнения Больцмана [83-90].

В последнее время всё больше внимания уделяется стохастическим моделям, основанным собственно на теории цепей Маркова [67-72]. Основным оператором этой модели служит матрица переходных вероятностей, структура и элементы которой имеют чёткий физический смысл, когда выбрана структура модели. Развитие компьютерных программ, работающих с матрицами (к примеру, MATLAB) обеспечивает компьютерную поддержку таких моделей и делает из них универсальный инструмент моделирования совмещённых процессов различных технологий.

Математический аппарат теории цепей Маркова является эффективным инструментом построения этих моделей. Он сочетает в себе простоту, универсальность, гибкость, высокую эффективность и устойчивость сопряжённых с ним вычислительных процедур. Применение теории цепей Маркова к математическому моделированию главных процессов химической технологии и в смежных отраслях известно достаточно давно как в России, так и за рубежом [68-71].

В трудах В.Е. Мизонова и H. Berthiaux предложена стратегия использования цепей Маркова в моделировании технологий переработки дисперсных материалов [68]. Разработанная стратегия основывается на следующих положениях. Переход от непрерывного описания эволюции во времени некоторого исследуемого свойства основывается на разбиении всей области возможных значений этого свойства на конечное число n дискретных интервалов, которые называются состояниями системы. В данном случае плотность распределения вероятности заменяется вероятностями состояния S_i. Все возможные введенные состояния системы образуют пространство состояний, а их вероятности – вектор состояния $\mathbf{S}$ размером n×1:

$$\mathbf{S} = \begin{bmatrix} S_1 & S_2 & \dots & S_n \end{bmatrix}', \tag{1.24}$$

где $'$ означает транспонирование вектора или матрицы. Общая продолжительность наблюдения за процессом также разбивается на конечные интервалы времени Δt, а текущее время представлено как последовательность дис-

кретных моментов $t_k = \Delta t\,(k-1)$, k=1,2,… В течение k-го перехода вектор состояния S_k меняется и становится S_{k+1}.

Связь S_k и S_{k+1} может быть выражена матричным равенством:

$$\mathbf{S_{k+1}} = \mathbf{P} \cdot \mathbf{S_k}, \qquad (1.25)$$

где $\mathbf{P}$ – матрица переходных вероятностей или матрица переходов – основной оператор моделей на основе цепи Маркова.

В общем случае P_{ij} подчинены только двум ограничениям, вытекающим из математической сущности задачи:

$$0 \le P_{ij} \le 1, \ \sum_{i=1}^{n} P_{ij} = 1, \quad j=1,2,\ldots,n.$$

С помощью теории цепей Маркова решены следующие задачи [65-75]: смешение сыпучего материала, классификация частиц материала по крупности, измельчение материала, агломерация частиц, теплообмен в поверхностных двухпоточных и многопоточных аппаратах.

Произведённый анализ существующих моделей динамических процессов позволяет сделать вывод о перспективности использования цепей Маркова при моделировании динамических процессов в системах тепломассообменных аппаратов, имеющих сложную конфигурацию потоков. Недостатком подхода стоит считать весьма ограниченную допустимую размерность задач, вызванную ограничениями по размеру расчётной сетки. Это ограничение определяется необходимостью использования при расчёте квадратных матриц переходных вероятностей размером nxn, где n – размер матрицы-вектора состояния, требующих при анализе многомерных реальных объектов существенных машинных ресурсов.

Подобного недостатка лишён другой подход к описанию совмещённых процессов, связанный с использованием кинетического уравнения Больцмана [83-90]. Кинетическое уравнение Больцмана – уравнение, описывающее статистическое распределение частиц в газе или жидкости. Уравнение Больцмана используется для изучения переноса тепла и электрического заряда в жидкостях и газах, и из него выводятся транспортные свойства, такие как электропроводность, вязкость и теплопроводность. В работе [90] приводится концепция моделирования совмещенных технологических процессов на ос-

нове уравнения Больцмана, определяющего изменение во времени распределения плотности вероятности в выбранном фазовом пространстве.

Анализ литературных источников показал перспективность использования уравнения Больцмана для описания многомерных совмещенных процессов тепло- и массообмена в центробежно-вихревых деаэраторах.

1.3.6. Моделирование и расчёт теплообменных систем на основе построения их энергетических характеристик

Построение моделей энергетических объектов в виде энергетических характеристик [101, 107] представляется еще одним перспективным направлением моделирования сложных энергетических систем по ряду причин. Сложность протекающих в энергетическом оборудовании процессов приводит к затруднениям при их адекватном моделировании. Аналитическое описание в виде дифференциальных уравнений требует для проведения расчётов значительных вычислительных ресурсов, а экспериментальное описание объекта, представленное в виде интегральных зависимостей, приемлемо только для исследованного диапазона значений параметров.

Построение модели агрегата в виде его энергетических характеристик видится рациональным компромиссом между теоретическим и экспериментальным подходами. Это подтверждается успешной практикой проектирования и эксплуатации на основе подобных характеристик энергетических объектов [103, 106, 107].

Весомый вклад в разработку методик построения и использования энергетических характеристик внёс А.Д. Качан [106, 107]. Энергетическая характеристика определяется им в виде соотношения между получаемой и отдаваемой энергиями. Для ТЭС исходной считается энергия топлива, переходящая в тепловую энергию, а затем в электроэнергию. Основным видом энергетической характеристики считается расходная характеристика – зависимость расхода теплоносителя от нагрузки.

Процедура разработки энергетических характеристик регламентирована нормативной методикой [101]. В данной методике под энергетической характеристикой оборудования понимается комплекс зависимостей технико-

экономических показателей его работы в абсолютном или относительном исчислении от нагрузки при оптимальных режимах работы, принятой тепловой схеме, фиксированных значениях внешних факторов, а также состоянии оборудования и уровне его эксплуатации, обеспечивающих выполнение требований правил технической эксплуатации электрических станций и сетей РФ [20]. При этом учитываются неустранимые дефекты проектирования, изготовления, монтажа и старение оборудования.

Сложные теоретические расчёты по разработанным математическим моделям зачастую целесообразно использовать именно для построения энергетических характеристик, которые удобнее применять на практике.

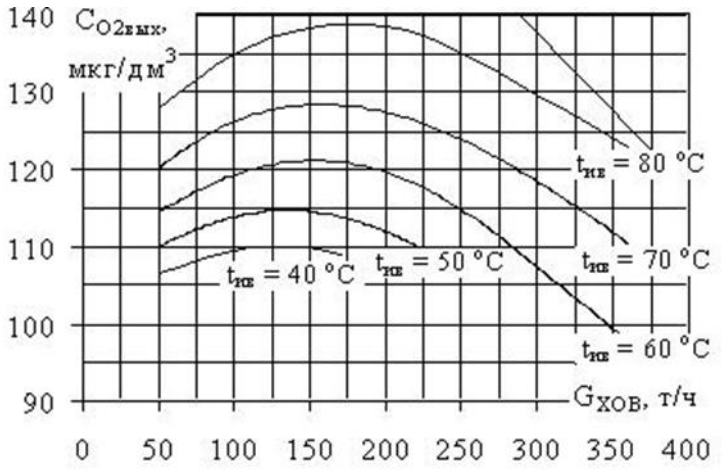


Рис. 1.10. Пример режимной характеристики деаэратора ДА-300м без подачи барботажного пара: $C_{O2вых}$, мкг/дм^3 – остаточная концентрация растворенного кислорода; $t_{ив}$, ^oC – температура исходной воды (при условии равенства температур основного потока воды и потока воды после охладителя выпара); $G_{ХОВ}$, т/ч – суммарный расход исходной воды в деаэратор

1.4. Постановка задач исследования

Проведенный анализ состояния исследований тепломассообмена в деаэраторах ТЭС позволил сформулировать следующие задачи диссертации.

1. Разработка модели формирования межфазной поверхности в вихревом потоке применительно к центробежно-вихревому деаэратору.
2. Разработка программы экспериментальных исследований десорбции кислорода в вихревой ступени ДЦВ для получения данных, необходимых для идентификации и проверки адекватности предложенной модели деаэрации.
3. Проведение экспериментальных исследований десорбции кислорода в ДЦВ и разработка эмпирического обеспечения математической модели деаэрации в вихревой ступени ДЦВ.
4. Практическая реализация результатов работы.

2. РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ ФОРМИРОВАНИЯ МЕЖФАЗНОЙ ПОВЕРХНОСТИ С УЧЁТОМ ВРЕМЕНИ ПРЕБЫВАНИЯ СРЕДЫ В ЦЕНТРОБЕЖНО-ВИХРЕВЫХ ДЕАЭРАЦИОННЫХ УСТАНОВКАХ

При расчёте процессов теплопередачи и массопереноса в деаэрационных установках межфазная поверхность и коэффициенты тепломассопереноса обычно не разделяются в ходе расчёта, а рассматриваются в виде единого комплекса. Такой комплексный подход положен в основу существующих методов расчёта, базирующихся на теории подобия. К недостаткам подхода можно отнести применимость полученных результатов только для исследованных конструкций деаэраторов. Независимое определение межфазной поверхности и коэффициента массопереноса открывает новые возможности для оптимального управления совмещенными процессами теплопередачи и массопереноса.

Для установившегося процесса в центробежно-вихревых деаэраторах на основе комбинаторного подхода предложена модель расчёта площади межфазной поверхности.

Для учёта режимных факторов и оценки времени пребывания паровых пузырьков в центробежной ступени разработана динамическая модель движения пузырьков в центробежном потоке с учётом процессов теплообмена и дегазации.

Для учёта кинетики формирования площади межфазной поверхности предложена методика усреднения параметров модели.

2.1. Моделирование для установившегося режима в рамках комбинаторного подхода формирования межфазной поверхности в центробежно-вихревых деаэрационных установках

В настоящее время всё большую популярность приобретает центробежно-вихревой деаэратор (ДЦВ) конструкции Б.А. Зимина [133], в котором удалось существенно интенсифицировать процесс массообмена за счёт вихревой организации потока в рабочей зоне. Выбор типоразмера и технологических режимов таких аппаратов происходит обычно на основе экспериментальных

исследований или обобщения опыта эксплуатации существующих установок. Экспериментальные исследования процессов деаэрации в этих аппаратах, несмотря на свои очевидные преимущества, связаны с существенными временными и ресурсными затратами. Одним из направлений теоретических исследований процесса деаэрации является независимое определение площади межфазной поверхности и коэффициентов переноса тепловой энергии и вещества между жидкостью и газом [160, 161]. В традиционных методах расчёта, применяемых в энергетике и химической промышленности, используется обычно комплекс из указанных параметров. Раздельное определение этих параметров позволяет ставить и решать задачи по оптимальному управлению процессами переноса в деаэраторах и задачи выбора оптимального режима эксплуатации деаэрационных установок.

Целью исследования является разработка метода расчёта межфазной поверхности в перегретой жидкости в центробежно-вихревом деаэраторе для постановки и решения задач повышения эффективности его работы.

Для достижения поставленной цели последовательно решаются следующие задачи:

- на основе комбинаторного подхода определение распределения фрагментов среды по размерам в перегретой жидкости в центробежно-вихревом деаэраторе;

- разработка и тестирование метода определения площади межфазной поверхности в центробежно-вихревом деаэраторе.

Описание процесса формирования межфазной поверхности в центробежно-вихревом деаэраторе предлагается проводить на основе комбинаторного подхода.

Объектом исследования является центробежно-вихревой деаэратор конструкции Б.А. Зимина, в который для дегазации подаётся перегретая вода [133]. Предметом исследования являются процессы формирования межфазной поверхности в перегретой жидкости в центробежно-вихревом деаэраторе.

Принципиальная схема центробежно-вихревого деаэратора приведена на рис. 2.1. Деаэратор состоит из корпуса 1, встроенного в центробежный сепаратор 2. Через центральное отверстие в верхней крышке 3 корпуса 1 про-

ходит труба для отвода выпара 4. В части корпуса 1, встроенной в центробежный сепаратор 2, имеются окна 5, расположенные над днищем корпуса 6. Направляемая на деаэрацию вода, перегретая относительно температуры насыщения при давлении в паровом пространстве деаэратора, подается через тангенциальные подводящие патрубки 7. Благодаря тангенциальному подводу, поток воды приобретает вращательное движение внутри корпуса. Для организации вихревого потока воды имеется кольцевая перегородка 8, разделяющая входной и выходной отсеки корпуса 1. Из выходного отсека корпуса 1 через окна 5 вода поступает в центробежный сепаратор 2. Для предотвращения гашения вихря воды вместо окон 5 могут быть использованы короткие тангенциальные патрубки. Отвод воды из центробежного сепаратора 2 осуществляется через специальные тангенциальные патрубки.

При попадании перегретой жидкости в деаэратор с уменьшенным давлением среды происходит мгновенное её вскипание, при этом часть жидкости переходит в пар.

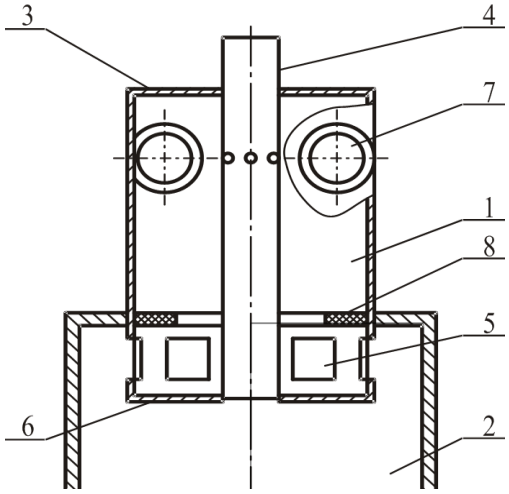


Рис. 2.1. Конструктивная схема центробежно-вихревого деаэратора

Известно [162], что у воды межмолекулярные энергетические связи по сравнению с аналогичными связями между молекулами пара значительно сильнее. В термодинамике [162] для характеристики энергии, которую нужно затратить на испарение порции жидкости единичной массы, используется понятие удельной теплоты парообразования. Перегретое состояние воды характеризуется увеличением ее температуры по сравнению с температурой насыщения. Вода в перегретом состоянии обладает по сравнению с водой в состоянии насыщения избыточной энергией, которая приводит к разрыву межмолекулярных связей, однако пузырьки пара при этом не всегда успева-

ют образоваться. При построении модели формирования межфазной поверхности принято, что в перегретом состоянии избыточная энергия расходуется на разрыв части межмолекулярных связей воды. Другими словами часть молекул перегретой воды за счёт подвода энергии освобождается от межмолекулярных связей с другими молекулами воды.

При подводе энергии, достаточной для разрыва всех связей, вся жидкость переходит в пар. При подводе меньшего количества энергии только часть воды переходит в пар. Доля образовавшегося пара из перегретой жидкости (степень сухости) определяется отношением энергии перегрева к теплоте парообразования согласно выражению

$$x = \frac{c\Delta T}{r} = \frac{1}{Ku} \quad , \qquad (2.1)$$

где x – степень сухости (доля пара в смеси), c – удельная теплоёмкость воды, r – удельная теплота парообразования, Ku – критерий Кутателадзе, ΔT – перегрев воды относительно температуры насыщения при данном давлении.

Ранее [163] в рамках комбинаторного подхода, разработанного в ИГЭУ (В.Е. Мизонов, В.П. Жуков), решена задача фракционирования: определение распределения фрагментов вещества по размерам при его разрушении за счёт внешнего подвода энергии. В силу определенной аналогии между процессами фракционирования и парообразования предлагается использовать расчётные комбинаторные зависимости [163] для решения задачи по распределению фрагментов среды при парообразовании. Суть указанной аналогии и используемые при этом обозначения проиллюстрированы в табл. 2.1.

Таблица 2.1. **Аналогия в постановке задач фракционирования и парообразования в перегретой воде при заданном подводе энергии**

Обозначение	**Задача фракционирования [163]**	**Задача парообразования**
N	число элементов минимального размера в порции вещества единичной массы	число молекул в порции воды единичной массы
e	единичная энергия, достаточная для отделения одного элемента минимального размера	единичная энергия, достаточная для перехода молекулы из жидкой фазы в пар
K	число единиц подведенной энергии	число единиц подведенной энергии
i	размер наблюдаемого фрагмента, измеряемый числом содержащихся в нем элементов минимального размера	размер фрагмента среды, измеряемый числом содержащихся в нём молекул
f_i'	искомое массовое распределение фрагментов (осколков) по размерам	искомое распределение фрагментов среды по числу содержащихся в них молекул

Проиллюстрированная в табл. 2.1 аналогия между процессами фракционирования и парообразования позволяет воспользоваться известным решением задачи фракционирования [163] для описания процесса парообразования в перегретой воде. При этом задача описания процесса парообразования может быть сформулирована следующим образом. Определить распределение фрагментов среды по размерам при заданном подводе энергии. Для построения решения задачи парообразования введём согласно табл. 2.1 следующие обозначения. Обозначим через N число молекул в порции воды единичной массы, через K – число единиц подведенной энергии, каждая из которых приводит к переходу одной молекулы из воды в пар. Полученное ранее [163] решение задачи фракционирования с учётом введённых обозначений позволяет для определения распределения фрагментов среды по размеру использовать следующую формулу

$$f_i' = \frac{(N - i - 1)!(N - K - 1)!}{(N - i - K)!N!} iK(K + 1), \qquad (2.2)$$

где f_i' – массовая доля фрагментов i-го размера; N – число молекул в порции вещества единичной массы, i – число молекул воды во фрагменте, K – число единиц подведённой энергии. Число единиц подведённой энергии при заданной величине перегрева воды ΔT находится через отношение подведённой энергии к единичной энергии, необходимой для перехода в паровую фазу одной молекулы

$$K = \frac{c\Delta T}{e}.$$

Единичная энергия, необходимая для перехода одной молекулы из жидкой фазы в паровую фазу, определяется отношением удельной теплоты парообразования r к числу молекул в порции воды единичной массы

$$e = \frac{r}{N}. \qquad (2.3)$$

Очевидно, что при отсутствии подвода энергии (K=0) система остаётся в жидком состоянии, а при подводе энергии, достаточной для разрыва всех связей (K= N-1), все молекулы из жидкой фазы переходят в пар.

Если фрагмент воды содержит одну молекулу (i=1), то такое состояние соответствует его переходу в пар. В этом случае доля несвязанных (свободных) молекул пара в пароводяной смеси определяется с учётом (2.2) в виде

$$f_1' = \frac{K(K+1)}{N(N-1)}. \qquad (2.4)$$

Если во фрагменте содержится две молекулы (i=2), то выражение (2.2) записывается в виде

$$f_2' = \frac{K(K+1)}{N(N-1)} \frac{2(N-K-1)}{(N-2)} = f_1' \frac{2(N-K-1)}{(N-2)}. \qquad (2.5)$$

Анализ выражений (2.2), (2.4) и (2.5) показал, что массовая доля f_i' фрагментов среды с числом молекул i может быть найдена из рекуррентного соотношения по известной массовой доле фрагментов с меньшим числом молекул (i-1) в виде

$$f_i' = f_{i-1}' \frac{i}{(i-1)} \frac{(N-K-i+1)}{(N-i)}. \qquad (2.6)$$

Результаты расчётного анализа, проведённого согласно зависимостям (2.1)-(2.6), представлены на рис. 2.2. Вдоль оси абсцисс на рисунке показано отношение числа разорванных связей к максимальному числу связей (K/(N-1)), вдоль оси ординат – доля образовавшегося при этом пара (при i=1) и доли фрагментов среды с большим числом молекул (при i=2, 3, 4, 10).

Для линейной структуры межмолекулярных связей без снижения общности подхода массовая доля молекул, которые принадлежат межфазной поверхности, может быть определена через отношение массовой доли фрагментов среды данного размера на число молекул во фрагменте. Обоснование этого положения для молекул линейной структуры проиллюстрировано в табл. 2.2. Чёрным цветом в таблице условно показаны молекулы пара, белым – молекулы воды, а серым цветом закрашены молекулы, которые находятся на границе раздела фаз, то есть образуют межфазную поверхность.

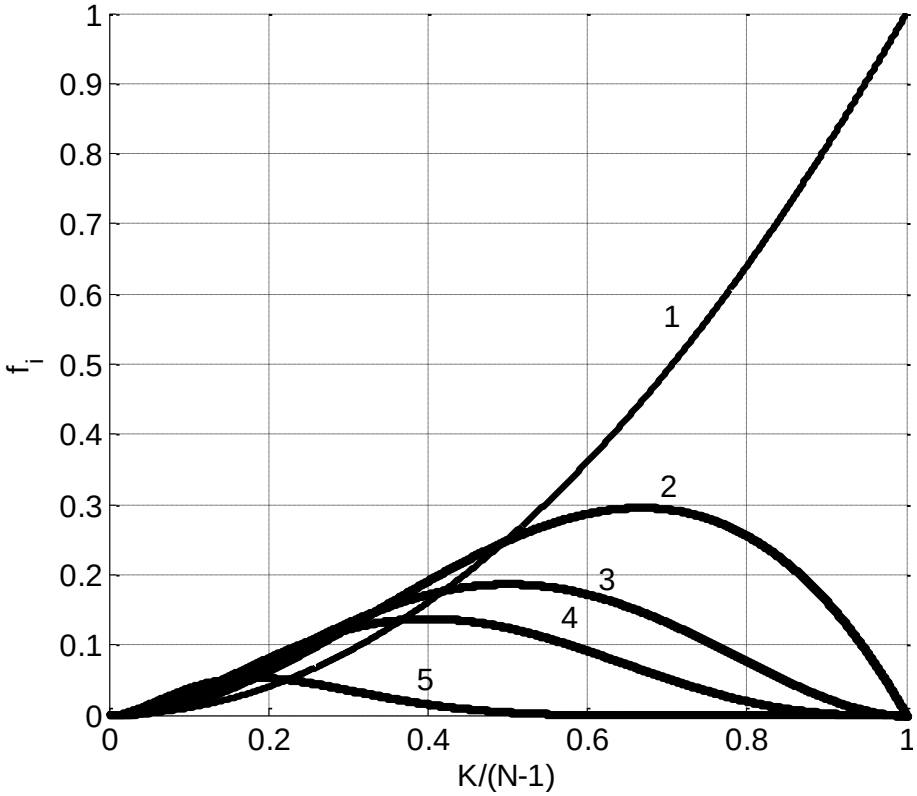
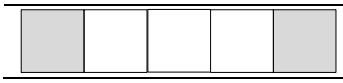


Рис. 2.2. Расчётные зависимости массовой доли фрагментов среды разного размера от подведённой энергии: 1–i=1 (пар); 2–i=2; 3–i=3; 4–i=4; 5–i=10

Таблица 2.2. **Модельное представление фрагмента среды:**
белым цветом условно показана молекула воды в её объёме, серым – молекула воды на межфазной поверхности, чёрным – молекула пара

Модельное представление фрагмента среды линейной структуры	**Число молекул во фрагменте**	**Массовая доля молекул пара на поверхности**
	i=1	$\frac{f_1'}{1}$
	i =2	$\frac{f_2'}{2}$
	i =3	$\frac{f_3'}{3}$
	i	$\frac{f_i'}{i}$

Свободная молекула с разорванными всеми межмолекулярными связями (i=1) принадлежит к молекулам пара. Для фрагмента из двух молекул (i=2) обе молекулы принадлежат межфазной поверхности, а между самими этими молекулами внутрифазная связь не разорвана. Каждая из этих молекул с точки зрения энергетических затрат наполовину принадлежит пару, а наполовину воде. На основании этого положения считается, что к паровой фазе принадлежит половина молекул, находящихся на поверхности фрагментов этого размера. Для фрагмента из трёх молекул (i=3) две молекулы, каждая из кото-

рых имеет по половине необходимой для перехода в пар энергии, находятся на границе, а их массовая доля определяется как одна треть массовой доли фрагментов этого размера. Аналогичные рассуждения определяют массовую долю молекул пара, находящихся на межфазной поверхности для фрагментов произвольного размера, через отношение массовой доли фрагментов среды к числу молекул в этом фрагменте f_i'/i. Общая массовая доля связанных молекул пара f_s, принадлежащих межфазной поверхности, определяется суммой массовых долей молекул, находящихся на поверхности соответствующих фрагментов

$$f_s = \sum_{i=2}^{N} \frac{f_i'}{i}. \qquad (2.7)$$

Массовая доля свободных молекул пара с полностью разорванными межмолекулярными внутрифазными связями f_v, которые не принадлежат к межфазной поверхности, определяется долей фрагментов, состоящих из одной молекулы

$$f_v = f_1'. \qquad (2.8)$$

Общая доля пара в смеси определяется суммой массовых долей свободных и связанных молекул пара. Общая, суммарная доля пара в технической термодинамике носит название степени сухости [162, 164], может быть представлена в виде

$$x = f_v + f_s. \qquad (2.9)$$

Для тестирования предложенной модели формирования межфазной поверхности проведены специальные расчётные исследования. Результаты численных экспериментов представлены на рис. 2.3 в виде зависимостей доли пара от подведенной энергии: кривая 1 соответствует доле свободных молекул пара согласно (2.4); кривая 2 – доле связанных молекул пара межфазной поверхности согласно (2.7); кривая 3 – суммарной доле свободных и связанных молекул пара согласно (2.9).

Линейная зависимость степени сухости от подведенной энергии (кривая 3) подтверждает обоснованность и достоверность полученных результатов, так как совпадает с известными термодинамическими соотношениями [162. 164].

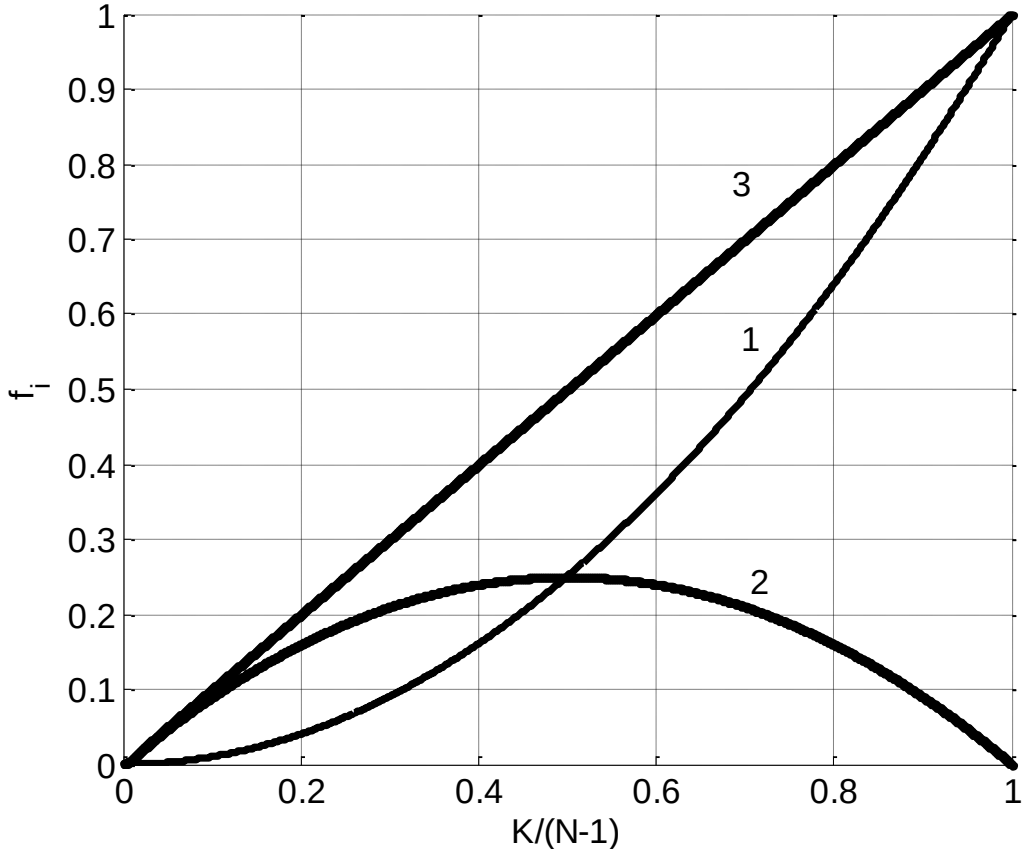


Рис. 2.3. Расчётные зависимость доли пара от доли подведённой энергии на парообразование: 1 –доля свободных молекул пара согласно (2.4), 2 –доля связанных молекул пара согласно (2.7); 3 – суммарная доля свободных и связанных молекул пара согласно (2.7)

Результаты, приведённые на рис. 2.2 и 2.3 удовлетворяют условию предельных переходов с точки зрения подведённой энергии. При отсутствии подвода энергии доля пара или степень сухости равна нулю, а при полностью разрушенных межмолекулярных связях – вся жидкость переходит в пар. При этом массовая доля молекул межфазной поверхности имеет максимум примерно при разрыве половины всех связей. Данный результат может рассматриваться как подтверждение обоснованности и непротиворечивости предложенного подхода к определению площади межфазной поверхности.

Площадь межфазной поверхности S определяется произведением числа молекул в порции единичной массы N, массовой доли молекул межфазной поверхности f_s и площади сечения одной молекулы S_0

$$S = N f_s S_0 \qquad (2.10)$$

Результаты расчётного анализа площади межфазной поверхности для условий, характерных для центробежно-вихревого деаэратора, представлены на рис. 2.4.

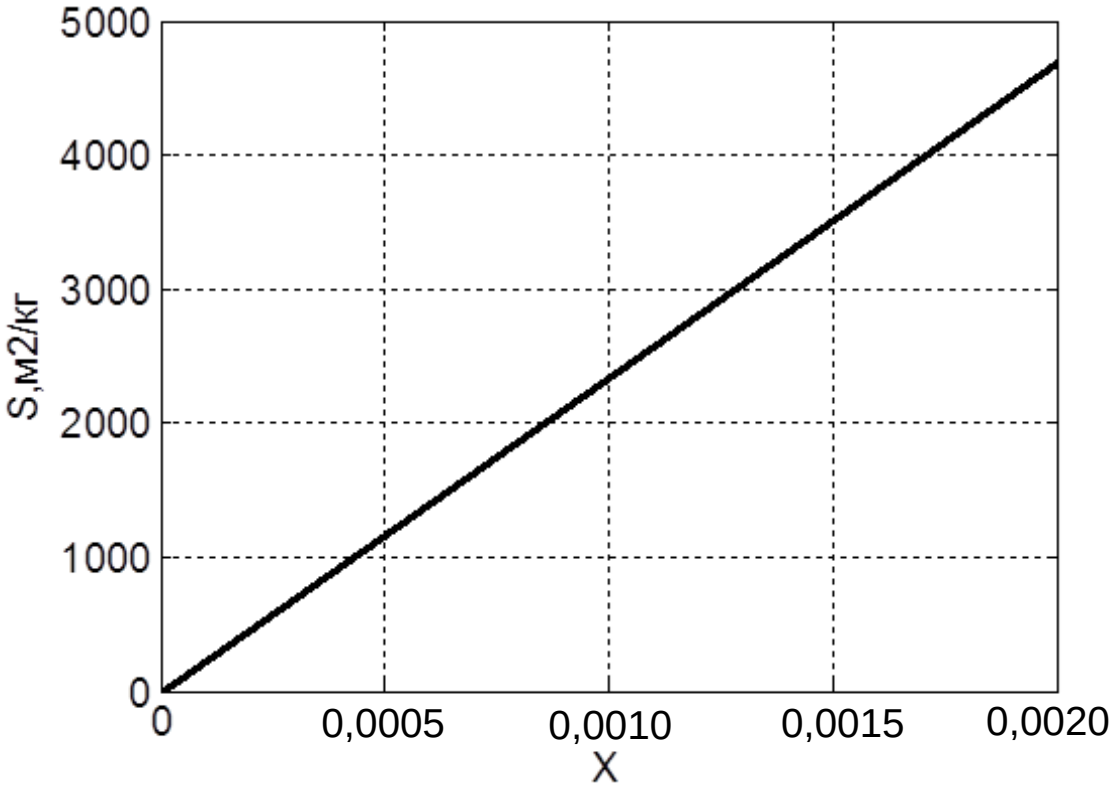


Рис. 2.4. Зависимость площади межфазной поверхности от обратной величины критерия Кутателадзе или степени сухости для условий потока в центробежно-вихревом деаэраторе

Полученные результаты позволяют по заданному значению перегрева жидкости однозначно определить площадь межфазной поверхности и по экспериментальным данным вычислить коэффициенты переноса тепловой энергии и вещества в перегретой жидкости в условиях центробежно-вихревого деаэратора. Дальнейшее развитие предложенного подхода позволит формулировать и решать задачи по независимому управлению межфазной поверхностью для повышения эффективности процессов деаэрации в перегретой жидкости в условиях, характерных для центробежно-вихревых деаэраторов.

2.2. Определение времени пребывания пузырьков пара произвольного размера в вихревом слое с учётом процессов тепломассопереноса

Полученные в предыдущем разделе результаты по оценке площади межфазной поверхности при установившемся процессе дают завышенные значения рассчитанных величин. Данное завышение результатов получается в силу того, что при расчёте не учитывается реальное время пребывания воды и пузырьков пара в рабочей зоне аппарата. Для уточнения и корректировки полученных данных, а также для возможности учёта в модели технологи-

ческих режимов работы аппарата проводятся дополнительные исследования времени пребывания пароводяной смеси в аппарате.

На первом этапе исследований основное внимание уделяется анализу процесса движения паровых пузырьков в первой по ходу среды зоне центробежно-вихревого деаэратора (рис. 2.1). Продолжительность пребывания деаэрируемой воды и время выхода парогазового пузырька из вихревого потока воды могут существенно различаться.

Время пребывания жидкости в ступени $t_{преб}$ однозначно определяется производительностью аппарата: чем больше производительность, тем меньше время пребывания воды в ступени. При разработке конструкций или при выборе режима необходимо обеспечить наилучшее для данной технологии сочетание качества деаэрированной воды и производительности установки. Для определения времени пребывания жидкости в деаэраторе используется известное из химических технологий выражение для времени пребывания материала в реакторе, которое определяется как отношение массы загрузки аппарата к массовому расходу через аппарат

$$t_{преб} = \rho_{ж} V_{апп} / D, \qquad (2.11)$$

где $t_{преб}$ – время пребывания воды в ступени, $\rho_{ж}$ – плотность воды, $V_{апп}$ – заполненный жидкостью объём деаэратора, D – массовая производительность деаэратора по исходной воде.

Время, необходимое для выхода парогазового пузырька из закрученного потока воды $t_{деар}$, предлагается оценивать из следующих модельных соображений. Считается, что перегретая жидкость на входе в центробежно-вихревую зону практически мгновенно вскипает. Образовавшиеся в рабочем объёме ступени пузырьки газа начинают интенсивно перемещаться в радиальном направлении к центру. Лимитировать удаление растворённых газов из воды, очевидно, будут пузырьки, которые образуются на внешней поверхности вихревого слоя, вблизи стенки аппарата (при $r=r_0$, см. рис. 2.5). Время всплытия таких пузырьков определяет время, необходимое для полного выхода пузырьков газа из воды.

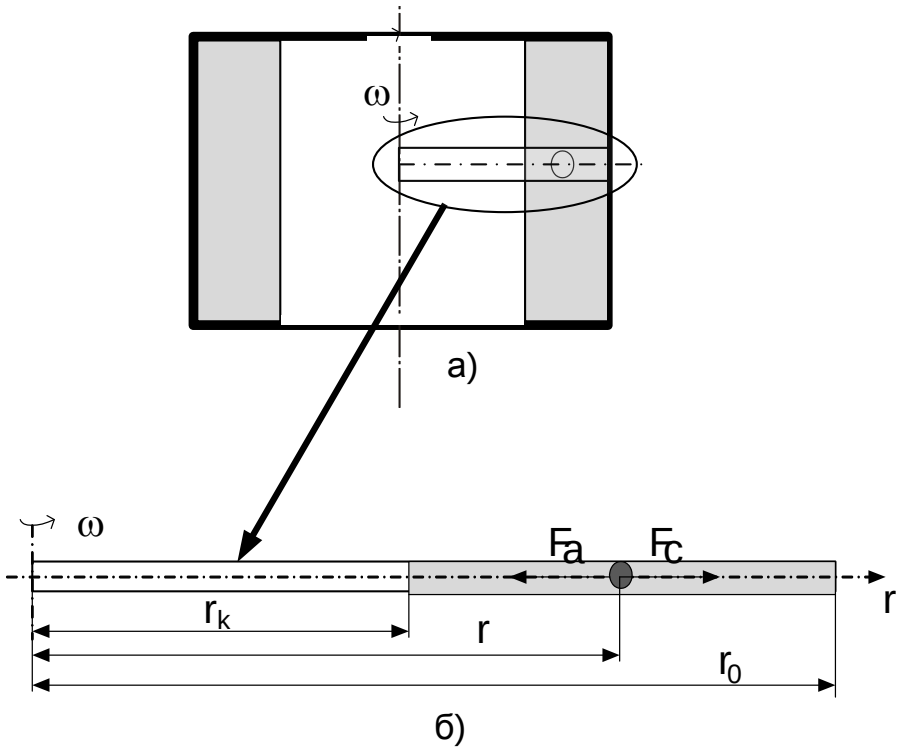


Рис. 2.5. Модельное представление центробежно-вихревого потока жидкости в ДЦВ (а) и схема сил, действующих на пузырёк в радиальном направлении, для одномерного случая постановки задачи (б)

При разработке модели для оценки времени всплытия пузырька приняты следующие допущения. Вихревое движение жидкости представляется как квазитвёрдое [42], при котором проскальзывание между слоями вращающейся жидкости отсутствует, и вся жидкость в ступени вращается с одинаковой угловой скоростью ω. Система моделирования, представлена на рис. 2.5,а в виде радиального элемента, вращающегося с указанной угловой скоростью. Выбранная система координат, показанная на рис. 2.5,б, вращается вместе с выделенным элементом с той же угловой скоростью.

Для описания движения пузырька во вращающейся неинерциальной системе отсчёта необходимо дополнительно учесть центробежную силу. Таким образом, на пузырёк газа вдоль радиальной оси в выбранной системе отчёта действуют сила Архимеда, сила сопротивления и центробежная сила. Сила Архимеда в радиальном направлении определяется проекцией веса вытесненной жидкости на радиальную ось. Величина горизонтальной проекции силы Архимеда зависит от объёма пузырька, плотности вытесненной жидкости и центробежного ускорения. Вертикальная составляющая силы Архимеда с учётом значений крутки потока в ДЦВ существенно меньше (на один-два

порядка) радиальной составляющей этой силы. По этой причине вертикальная проекция силы Архимеда не оказывает существенного влияния на характер движения пузырька. Для описания движения пузырька в неинерциальной системе отсчёта дополнительно учитывается центробежная сила, направленная от оси вращения. Действие центробежной силы учитывается в уравнении через введение обобщенной силы Архимеда, величина которой определяется суммированием центробежной силы и силы Архимеда, отнесённой к массе пузырька:

$$\frac{F_A}{m} = \frac{\rho_ж - \rho_г}{\rho_г}\omega^2 r, \qquad (2.12)$$

где m – масса газа в пузырьке, F_A – обобщенная сила Архимеда, ω – угловая скорость вращения жидкости.

Кроме силы Архимеда на пузырёк в радиальном направлении действует сила сопротивления, значение которой, отнесенное к массе пузырька сферической формы, записывается в виде [42]

$$\frac{F_c}{m} = -\frac{3}{8}\frac{\rho_ж}{\rho_г}\frac{c_f}{R}|v|v, \qquad (2.13)$$

где F_c – сила сопротивления, v – скорость пузырька газа радиусом R; $\rho_г$ и $\rho_ж$ – плотности газа и жидкости соответственно; $c_f = f(Re)$ – коэффициент сопротивления в функции от числа Рейнольдса.

Дифференциальное уравнение движения в общем случае является нелинейным дифференциальным уравнением в силу нелинейного характера зависимости коэффициента сопротивления от скорости движения. В частном случае, для которого справедлив закон сопротивления Стокса [42], дифференциальное уравнение становится линейным, вид которого в традиционных для теории колебания обозначениях записывается следующим образом

$$\ddot{r} + 2n\dot{r} + k^2 r = 0, \qquad (2.14)$$

где

$$k^2 = \frac{\rho_ж - \rho_г}{\rho_г}\omega^2,$$

$$2n = \frac{3}{8}\frac{\rho_ж}{\rho_г}\frac{c_f}{R}|v| \quad .$$

Для линейного однородного дифференциального уравнений второго порядка (2.14) исследовано аналитическое решение, описывающее закон движения пузырька вдоль радиуса и закон изменения во времени радиальной скорости:

$$\begin{aligned} r &= C_1 \exp(k_1 t) + C_2 \exp(k_2 t) \\ \dot{r} &= C_1 k_1 \exp(k_1 t) + C_2 k_2 \exp(k_2 t) \end{aligned}, \qquad (2.15)$$

где $k_1 = -n + \sqrt{n^2 - k^2}$, $k_2 = -n - \sqrt{n^2 - k^2}$ – действительные корни характеристического уравнения (2.14), а постоянные интегрирования C_1, C_2 находятся из начальных условий $r(0)=r_0$, $v(0)=0$ в виде

$$C_1 = \frac{r_o k_2}{k_2 - k_1}, C_2 = \frac{r_o k_1}{k_1 - k_2} \quad . \qquad (2.16)$$

Результаты расчётного анализа решения (2.15) с учетом (2.16) представлены на рис. 2.6 и 2.7.

На рис. 2.6,а показаны зависимости радиальной координаты пузырька от времени при различных значениях критерия Фруда ($Fr=\omega^2 r/g$, где g – ускорение свободного падения), которым соответствуют разные значения угловой скорости потока жидкости. На рис. 2.6,б представлены аналогичные зависимости для различных значений приведенного коэффициента сопротивления. Данные зависимости при известных значениях радиальной координаты внутреннего слоя жидкости позволяют оценить время, необходимое для выхода парогазового пузырька из слоя жидкости, или время пребывания пузырька в ступени.

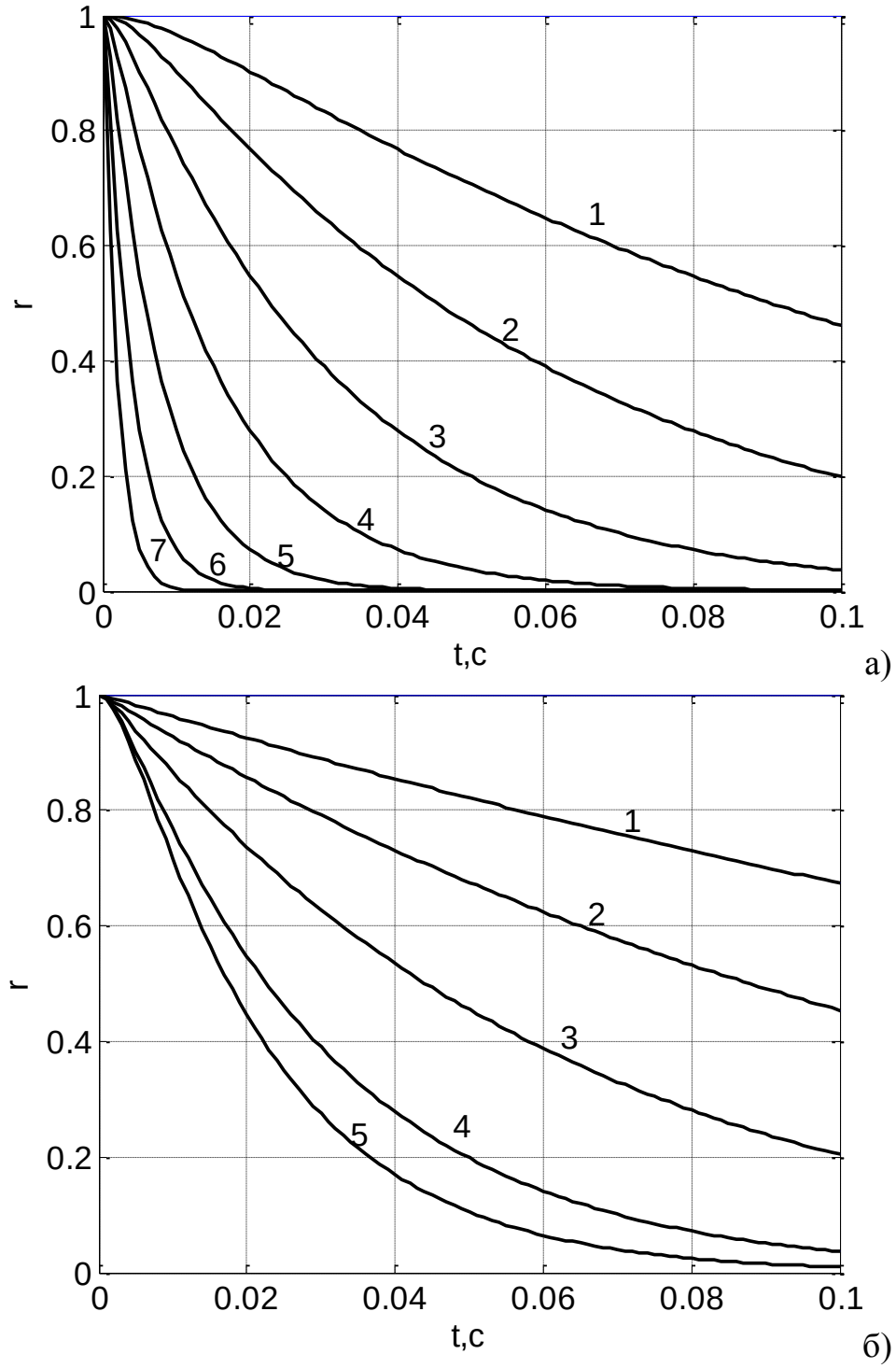


Рис. 2.6. Зависимость радиальной координаты пузырька от времени при разной степени крутки потока, которым соответствую разные значения критерия Фруда (а): 1 – Fr = 0,1; 2 – 0,4; 3 – 1,6; 4 – 6,4; 5 – 25,6; 6 – 102,4; 7 – 409,6; и при разных значениях коэффициента сопротивления (б): 1 – n = $18\cdot10^3$; 2 – $36\cdot10^3$; 3 – $90\cdot10^3$; 4 – $180\cdot10^3$; 5 – $900\cdot10^3$; (при Fr = 102,4; r_o = 1 м)

Результаты расчёта, выполненного для промышленного деаэратора ДЦВ-400, приведены на рис. 2.7. Геометрические размеры внешнего и внутреннего радиусов кольцевого слоя жидкости показаны на рис. 2.7 горизонтальными штриховыми линиями. Сплошные линии на рис. 2.7 соответствуют характеру движения пузырьков для закона сопротивления Стокса, для кото-

рого при различных значениях коэффициента сопротивления найдено аналитическое решение (2.15). Следует отметить, что для характерных в вихревой ступени ДЦВ скоростей жидкости наиболее подходит закон сопротивления Ньютона [42].

Для оценки погрешности, вносимой от использования закона Стокса, и уточнения значений полученных результатов дополнительно получено численное решение динамического уравнения движения (2.14) для закона сопротивления Ньютона.

Для получения численного решения дифференциальное уравнение движения (2.14) приводится к машинному виду, то есть вводится новая функция v(t) и записывается в виде системы двух дифференциальных уравнений первого порядка, разрешённых относительно первых производных двух неизвестных функций v(t) и r(t):

$$\begin{cases} \dfrac{dr}{dt} = v \\ \dfrac{dv}{dt} = -\dfrac{3}{8}\dfrac{\rho_{ж}}{\rho_{г}}\dfrac{c_f}{R}|v|v - \dfrac{\rho_{ж}-\rho_{г}}{\rho_{г}}\omega^2 r \end{cases}. \qquad (2.17)$$

Для численного решения системы дифференциальных уравнений (2.17) использован метод Рунге – Кутта четвёртого порядка [165], который хорошо зарекомендовал себя на практике для решения таких задач. Результаты численного решения представлены на рис. 2.7 пунктирной линией. Сопоставление полученных расчётных зависимостей показывает, что для условий ДЦВ относительная погрешность, вносимая использованием закона сопротивления Стокса (вариант при $n=90\cdot10^3$, Fr=94,6) при определении времени пребывания пузырька в вихревом потоке в условиях промышленного аппарата, не превысила 2 %, что следует признать допустимым для выполнения инженерных расчётов.

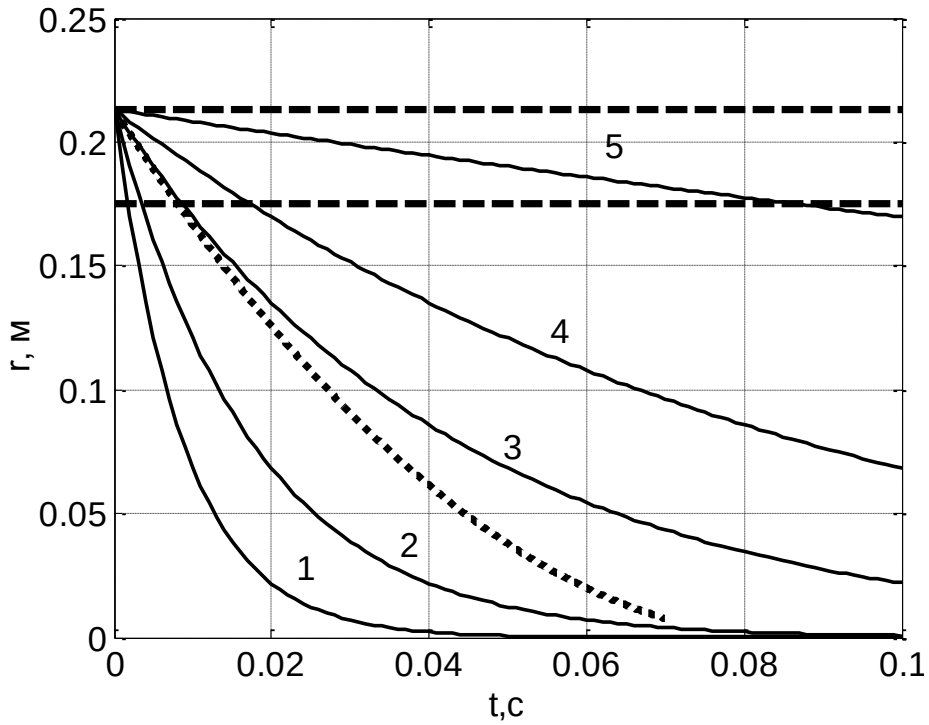


Рис. 2.7. Зависимости радиальной координаты пузырька от времени в деаэраторе ДЦВ-400 при законе сопротивления Стокса (сплошные линии) и законе сопротивления Ньютона (пунктирная линия) при Fr = 94,6. Штриховые линии соответствуют координатам внешнего и внутреннего слоёв жидкости в центробежно-вихревой ступени, цифры соответствуют обозначениям на рис. 2.6,б

Расчётное время, необходимое для удаления газа из вихревого потока, составляет в рассматриваемом примере 0,086 с. Время пребывания жидкости в ступени при различных значениях производительности аппарата в диапазоне от 200 до 400 т/ч согласно (2.11) изменяется от 0,037 до 0,019 с. Таким образом, приведённая оценка показывает, что в исследованном диапазоне изменения производительности деаэратора его центробежно-вихревая зона не обеспечивает полноту дегазации воды. Время пребывания воды в этой ступени существенно меньше времени, необходимого для выхода из слоя парогазовых пузырьков. Время пребывания смеси воды и пара в аппарате можно оценивать по времени пребывания согласно (2.11). Однако эта ступень является необходимой для реализации начальной стадии процесса деаэрации, основанной на так называемом начальном эффекте [2, 3].

На следующем этапе моделирования совмещённых процессов в ступени рассматривается задача движения одиночного пузырька с учётом теплообмена в центробежно-вихревом потоке жидкости.

При моделировании движения предлагается использовать уточнённое поле скоростей жидкости в поперечном сечении аппарата в цилиндрической

системе координат (r, φ), определяемое из следующих соображений. Радиальная скорость жидкости вычисляется из условия сохранения расхода (уравнения неразрывности) воды через любое цилиндрическое сечение. Значение окружной скорости вихревого потока жидкости рассчитывается согласно известной из литературных источников [42] зависимости, которая соответствует исследуемым условиям:

$$w_r = \frac{w_{r0}}{(r/r_0)},$$

$$w_\varphi = \frac{w_{\varphi 0}}{(r/r_0)^{0,6}}, \qquad (2.18)$$

где w, w_0 – значения скорости жидкости при текущем значении радиуса (r) и на внешнем радиусе (r_0) соответственно, нижние индексы r,φ показывают значения проекции скорости на радиальную и окружную координаты.

В силу того, что размер пузырька, с одной стороны, определяет величину силы Архимеда, а, с другой стороны, размер пузырька зависит от условий теплообмена и положения пузырька в слое, уравнение движения и уравнение теплоотдачи необходимо рассматривать совместно в виде системы уравнений. Разность между температурой жидкости (T_2) и температурой газа в пузырьке (T_1) обусловливает теплообмен между этими теплоносителями, который описывается законом Ньютона [28]:

$$dQ = \alpha(T_2 - T_1)Fdt = mcdT_1, \qquad (2.19)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, с – теплоемкость газа, dQ – количество переданной тепловой энергии за время dt через поверхность площадью F. Размер пузырька и его поверхность могут изменяться в силу изменения давления, температуры и плотности газа в пузырьке. Распределение давления во вращающемся потоке жидкости вдоль радиуса аппарата описывается известной из литературных источников [166] зависимостью

$$P = P_0 + \rho_ж \omega^2 \frac{(r^2 - r_k^2)}{2}, \qquad (2.20)$$

где P – давление; P_0 – давление в аппарате на свободной поверхности жидкости при $r=r_k$. Плотность газа, объём (V) и радиус (R) сферического пузырька рассчитываются в модели согласно уравнению состояния для идеального газа [164]

$$\rho_г = \frac{\mu P}{T_1 R_\mu};$$
$$V = \frac{m T_1 R_\mu}{\mu P}; \qquad (2.21)$$
$$R = \sqrt[3]{\frac{3V}{4\pi}},$$

где μ – молярная масса, R_μ – универсальная газовая постоянная. Для получения численного решения дифференциальные уравнения движения и теплообмена приводятся к машинному виду, то есть записываются в виде системы трёх дифференциальных уравнений первого порядка, разрешённых относительно первых производных трёх неизвестных функций: координаты (r), скорости пузырька (v) и температуры пара в пузырьке (T).

$$\begin{cases} \dfrac{dr}{dt} = v \\ \dfrac{dv}{dt} = \dfrac{3}{8}\dfrac{\rho_ж}{\rho_г(r,T_1)}\dfrac{c_f}{R(r,T_1)}|w - v|(w - v) - \dfrac{\rho_ж - \rho_г(r,T_1)}{\rho_г(r,T_1)}\omega^2 r. \\ \dfrac{dT_1}{dt} = \dfrac{3\alpha}{c_г R(r,T_1)\rho_г(r,T_1)}(T_2 - T_1) \end{cases} \qquad (2.22)$$

Формализованная запись системы (2.22) позволяет получить её численное решение стандартными методами. В нашем случае для решения системы (2.22) используется метод Рунге-Кутта четвёртого порядка. Решение системы (2.12) получено при следующих исходных данных: α=3000 Вт/(м^{2}K), R_0=0,0063 м; $\rho_ж$=1000 кг/м^3; r_0=0,213 м; $r_к$=0,175 м; P_0=105 кПа; $c_г$=1918 Дж/(кг K); T_2=373 K. Результаты расчётных исследований представлены на рис. 2.8 в виде зависимостей искомых функций от времени процесса: x(t), v(t), T(t). Начальные условия решения задачи выбраны для конструкции с периферийной подачей греющего пара в деаэратор [115, 117]: t=0; r=r_o; v=0; T_1=175°C.

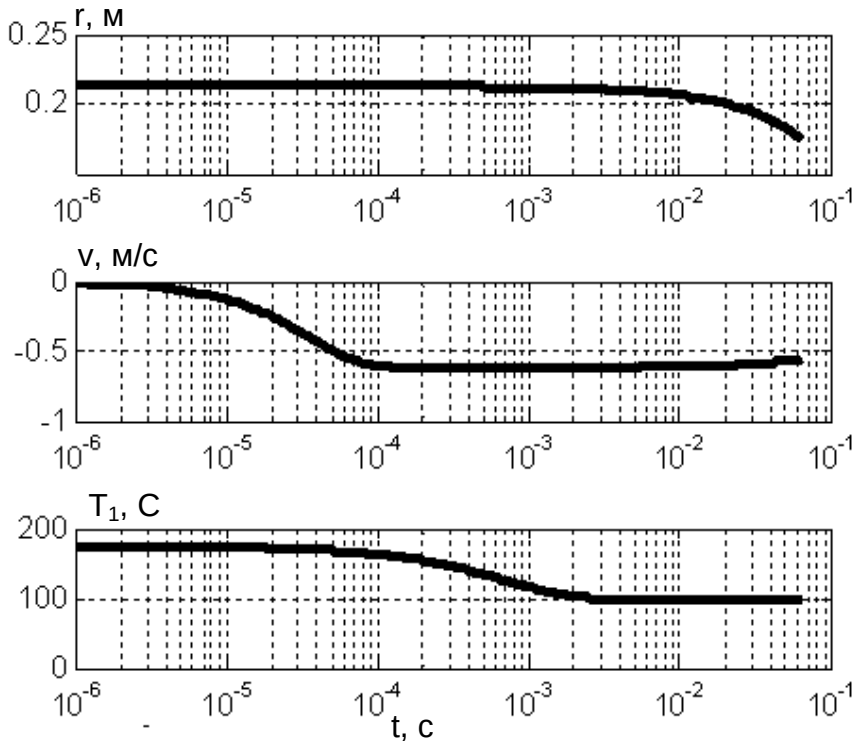


Рис. 2.8. Результаты решения системы уравнений (2.22) в виде зависимостей трёх искомых функций от времени при начальных условиях t=0; $r=r_o$; v=0; T_1=175°C

Следует отметить, что значение коэффициента теплоотдачи α=3000 Вт/(м^{2}K) принято как среднее по опубликованным данным разных авторов [25, 30] для условий протекания процесса в барботажных аппаратах классической конструкции (при отсутствии вихревого движения жидкой фазы). Для рассматриваемых условий, по-видимому, можно ожидать увеличения значений коэффициента теплоотдачи из-за динамического воздействия вихревого потока жидкости на парогазовые пузырьки. Очевидно, это приведёт к стабилизации параметров внутри пузырьков за ещё более короткий промежуток времени, чем показано на рис. 2.8, что не влияет на сделанные ниже выводы.

Дальнейшие расчётные исследования процессов движения пузырьков пара и теплообмена между пузырьком и жидкостью проведены применительно к конструкции деаэратора ДЦВ-400. Полученные результаты расчётных исследований приведены на рис. 2.9–2.11. На рис. 2.9 приведены зависимости изменения давления жидкости, скорости пузырька пара, температуры пара и радиуса пузырька вдоль радиуса аппарата при различных значениях угловой скорости потока жидкости, которая характеризуется значениями критерия Фруда ($Fr=\omega^2 r/g$, где g – ускорение свободного падения). Особый

интерес представляют зависимости изменения радиуса пузырька вдоль радиуса аппарата, которые имеют экстремальный характер. Радиус пузырька сначала за счёт быстрого изменения температуры может быстро уменьшаться, а при дальнейшем движении за счёт уменьшения давления жидкости вдоль радиуса аппарата размер пузырька увеличивается. Наиболее явно данный эффект виден при больших значениях критерия Фруда.

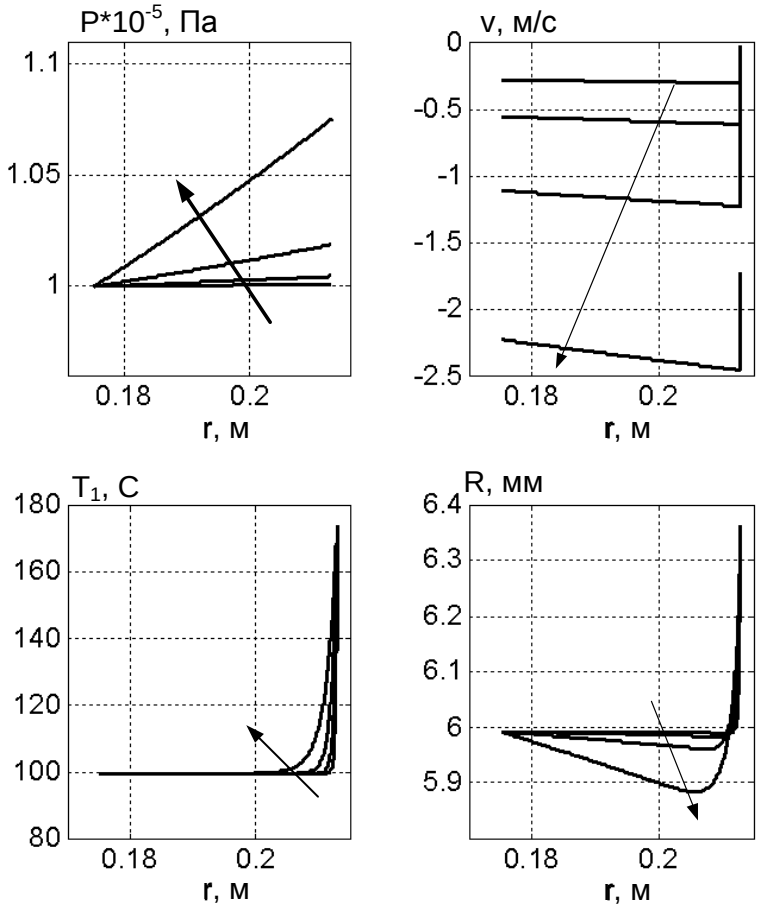


Рис. 2.9. Изменение давления жидкости, скорости пузырька пара, температуры пара, и радиуса пузырька вдоль радиуса аппарата при различных значениях угловой скорости потока или при различных значениях критерия Фруда, направление изменения значений которого показано на рисунке стрелкой: Fr =[0,34; 1,36; 5,45; 21,81]

Расчётный анализ движения и теплообмена для одиночного пузырька показывает, что для атмосферных деаэраторов температура газа и скорость пузырька практически мгновенно (за время 10^{-3} и 10^{-4} с соответственно) достигают установившихся значений. Например, для перегретого пара в ходе теплообмена его температура быстро становится равной температуре насыщения. Дальнейший теплообмен между водой и пузырьком приводит к конденсации пара и, соответственно, к изменению размера парового пузырька. Скорость всплытия пузырька мгновенно становится равной равновесной скорости для пузырька установившегося размера. В силу интенсивного переме-

шивания жидкости барботируемого слоя её температура принята постоянной во всех точках.

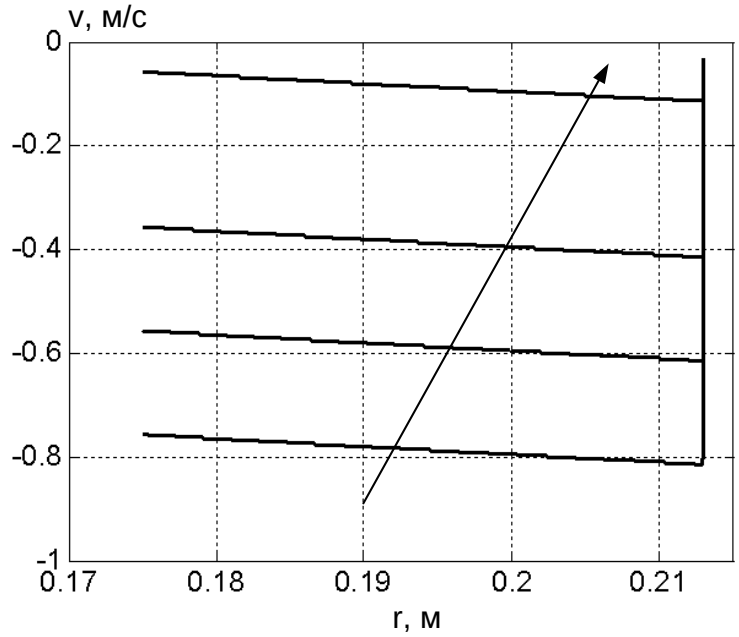


Рис. 2.10. Зависимость скорости движения пузырька пара от радиуса аппарата при различных значениях расходной скорости потока воды вдоль радиуса. Стрелкой показано направление изменения скорости потока воды:
w =[-2,0; -1,0; -0,5; -0,2; 0,0], м/с

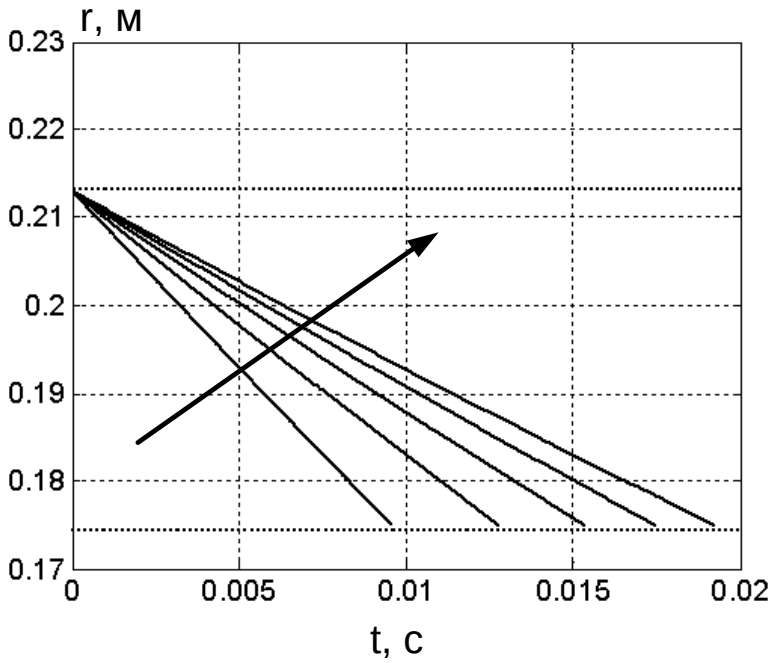


Рис. 2.11. Изменение значений радиальной координаты пузырька от времени при различных расходных скоростях потока воды в радиальном направлении (Fr = 21,81).
Стрелкой показано направление изменения значений расходных скоростей потока воды w =[-2,0; -1,0; -0,5; -0,2; 0,0], м/с. Пунктирные горизонтальные линии соответствуют координатам внешнего (r_0) и внутреннего (r_k) слоёв воды в центробежно-вихревой ступени (см. рисунок 2.5)

Результаты расчётов, представленные на рис.2.11, позволяют оценить время, необходимое пузырьку с учётом теплообмена на его движение в вихревом потоке жидкости. Проведённые исследования, как с учётом теплообмена, так и без его учёта показали, что время для расслоения пузырьков пара и время пребывания их в жидкости являются величинами одного порядка. С учётом сложной гидродинамической обстановки при вихревом движении перегретой жидкости наиболее простым и надёжным способом для оценки

времени пребывания является выражение (2.11), которое в дальнейшем и будет использоваться при построении модели деаэрации и разработке метода расчёта деаэрации.

2.3. Методика определения площади межфазной поверхности с учётом режимных факторов работы аппарата и кинетических особенностей процесса

Для определений площади межфазной поверхности согласно комбинаторному подходу (разд. 2.1) в качестве исходного параметра используется перегрев воды, который однозначно определяется давлением среды. В свою очередь, статическое давление в аппарате существенно меняется в силу изменения проходного сечения канала и скорости движения потока. Для каждой ступени с учётом гидродинамической обстановки и режима работы характерно своё статическое давление и соответствующее значение температуры насыщения. Как показали результаты предварительных исследований, приведённых в разделе 2.1, время пребывания пара и воды существенно зависят от геометрических размеров аппарата и режима его работы. Принимая во внимание сложность гидродинамической обстановки в каналах аппарата и малое время пребывания среды в аппарате, предлагается проводить усреднение перегрева среды в аппарате с учётом температуры насыщения в каждой ступени и времени пребывания среды в ней следующим образом. Перегрев жидкости, значение которого однозначно определяется статическим давлением, предлагается определять по специальной методике усреднения перегрева воды, которая основана на учёте распределения времени пребывания среды в ступенях аппарата

$$\langle \Delta T \rangle = \frac{\sum_i \Delta T_i t_i}{\sum_i t_i}, \qquad (2.23)$$

где индекс i соответствует номеру характерной зоны процесса согласно рис. 2.12,б: 1–зона вскипания перегретой жидкости, 2– зона транспорта пароводяной смеси; 3–зона центробежной сепарации.

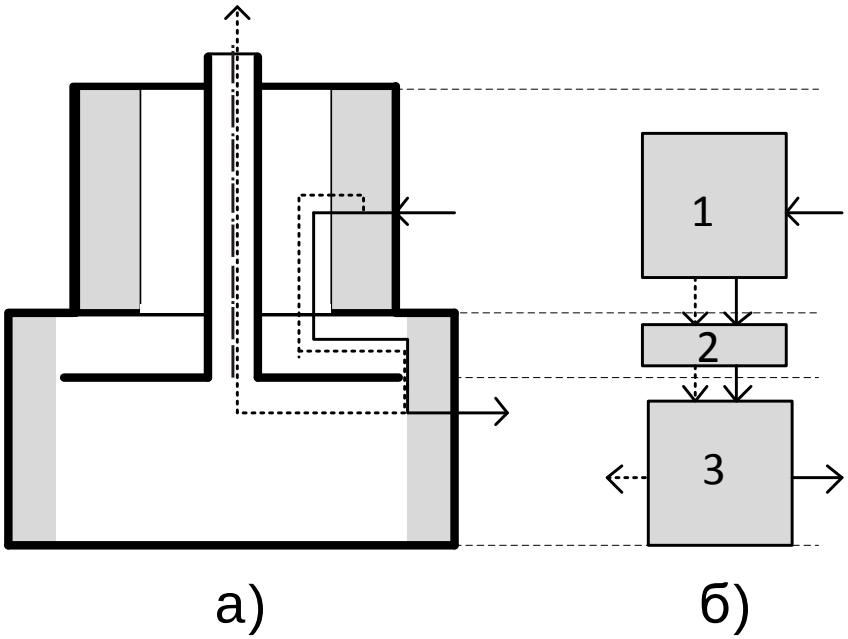


Рис. 2.12. Схема потоков (а) и структура модели центробежно-вихревого деаэратора (б). Цифры на рисунках под буквами (а) и (б) соответствуют: 1–зона вскипания перегретой воды, 2 – зона транспорта пароводяной смеси; 3 – зона центробежной сепарации. Потоки пара показаны пунктирной линией, воды – сплошной линией

Представленная методика позволяет при расчёте межфазной поверхности учитывать время пребывания среды, производительность аппарата и ряд других режимных параметров, что существенно расширяет прогностические возможности модели.

2.4. Выводы по главе 2

1. На основе комбинаторного подхода предложена модель расчёта площади межфазной поверхности в центробежной зоне для установившегося процесса.

2. Для оценки времени пребывания паровых пузырьков в центробежной ступени с учётом режимных факторов и процессов теплообмена и дегазации разработана динамическая модель движения пузырьков в центробежном потоке. Проведены вычислительные эксперименты, позволяющие определять время пребывания рабочей среды в ступенях деаэрационной установки.

3. На основе комбинаторной модели предложена расчётная методика, позволяющая учесть влияния режимных факторов на формирование площади межфазной поверхности.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕАЭРАЦИИ ВОДЫ ЦЕНТРОБЕЖНО-ВИХРЕВЫМИ ДЕАЭРАТОРАМИ

Глава посвящена экспериментальным исследованиям процессов деаэрации воды центробежно-вихревыми вакуумными деаэраторами конструкции Б.А. Зимина. Исследования проводились в условиях промышленной эксплуатации деаэраторов по двум направлениям:

1 – испытания методом активного эксперимента для получения данных о показателях эффективности работы центробежно-вихревой ступени деаэратора ДЦВ-200, выполненные в условиях промышленной эксплуатации вакуумной деаэрационной установки подпитки системы горячего водоснабжения котельной ОмПО «Иртыш»;

2 – сбор эксплуатационных данных, получаемых в режиме пассивного наблюдения, об эффективности деаэрации воды в деаэрационных установках в целом (в центробежно-вихревой и капельной ступенях). Основными объектами при этом являлись: вакуумная деаэрационная установка подпитки системы горячего водоснабжения котельной ОмПО «Иртыш» и вакуумная деаэрационная установка подпитки теплосети Кировской районной котельной ОАО «Омск РТС», г. Омск, с деаэраторами ДЦВ-600.

3.1. Экспериментальное исследование процессов деаэрации воды центробежно-вихревым деаэратором

3.1.1. Описание деаэрационной установки на базе деаэраторов ДЦВ-200

Экспериментальное исследование деаэрации воды выполнено на вакуумной деаэрационно-подпиточной установке с центробежно-вихревым деаэратором ДЦВ-200 конструкции Б.А. Зимина. Эта установка (см. рис. 3.1) состоит из следующих элементов:

- двух центробежно-вихревых деаэраторов (ДЦВ-1,2) номинальной производительностью 200 $м^3$/ч каждый, представляющих первую ступень деаэрации воды (рис. 3.2);

- четырёх (по два на деаэраторный бак) капельных деаэрационных устройств (капельных деаэраторов КД-1А, 1Б, 2А, 2Б) номинальной произво-

дительностью 100 м^3/ч каждый, представляющих вторую ступень деаэрации воды (рис. 3.3);

- одного охладителя выпара контактного (смешивающего) типа (ОВК, рис. 3.4);

- двух типовых водоструйных эжекторов (ЭВ-30 и ЭВ-60) номинальной производительностью 30 м^3/ч и 60 м^3/ч, соответственно;

- двух насосов рабочей (эжектирующей) воды: рабочего и резервного насосов НРВ-1, 2 номинальной производительностью 120 м^3/ч

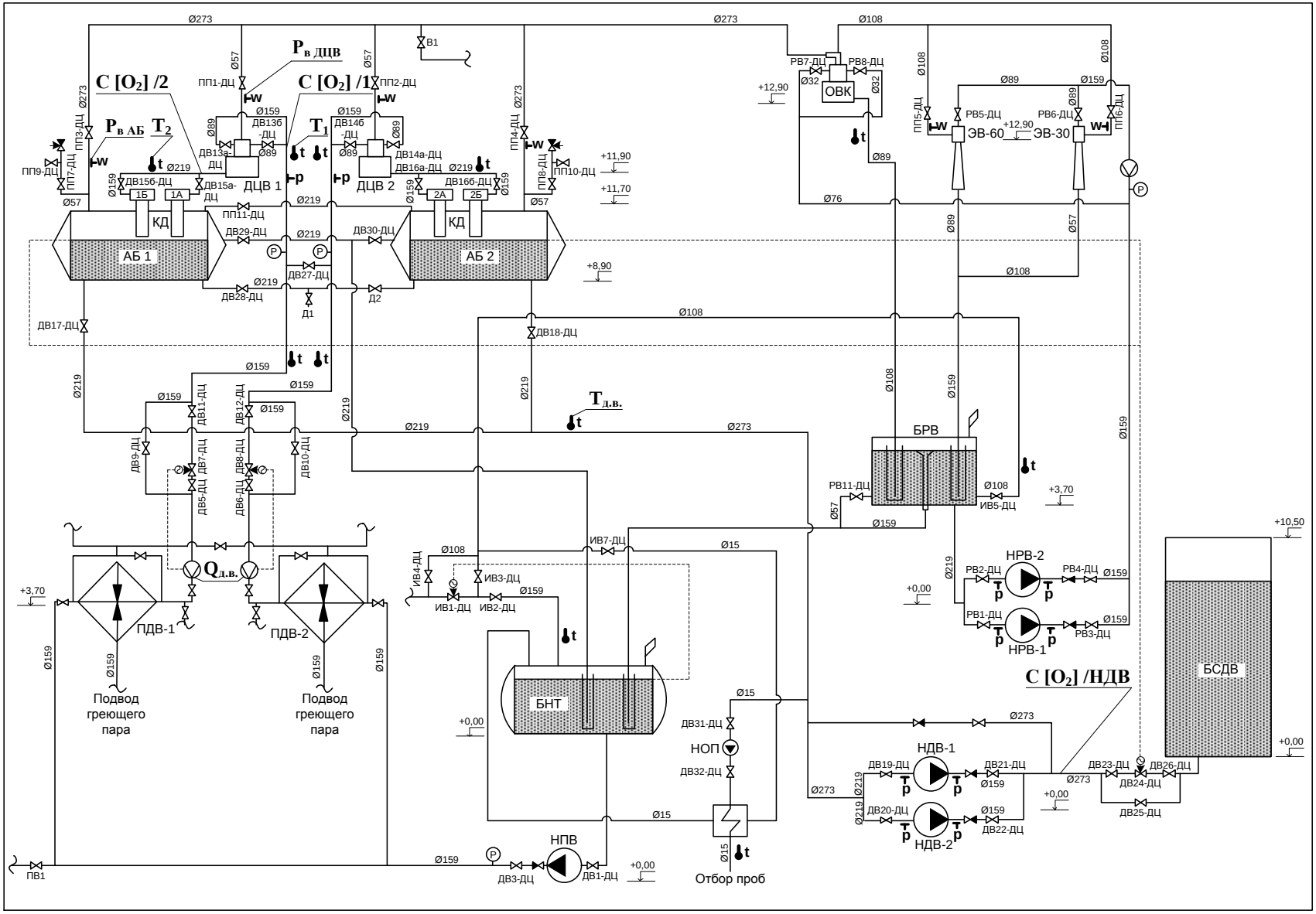
- двух насосов деаэрированной воды (НДВ-1, 2) номинальной производительностью каждого 120 м^3/ч;

- двух деаэраторных баков (ДБ-1, 2) вместимостью по 35 м^3;

- бака рабочей (эжектирующей) воды (БРВ) вместимостью 4,5 м^3;

- системы соединительных трубопроводов;

- системы автоматического регулирования, обеспечивающей поддержание расходов деаэрированной воды и уровня деаэрированной воды в деаэраторных баках-аккумуляторах.


Ø273
Ø108
В1
Ø57
Ø159
Ø89
Ø219
Ø32
Ø76
Ø15
Ø10
Ø20
Ø25
Ø133
Ø325
Ø377
Ø426
Ø530
Ø630
Ø720
Ø820
Ø920
Ø1020
Ø1220
Ø1420
Ø1620
Ø1820
Ø2020
Ø2220
Ø2420
Ø2620
Ø2820
Ø3020
Ø3220
Ø3420
Ø3620
Ø3820
Ø4020
Ø4220
Ø4420
Ø4620
Ø4820
Ø5020
Ø5220
Ø5420
Ø5620
Ø5820
Ø6020
Ø6220
Ø6420
Ø6620
Ø6820
Ø7020
Ø7220
Ø7420
Ø7620
Ø7820
Ø8020
Ø8220
Ø8420
Ø8620
Ø8820
Ø9020
Ø9220
Ø9420
Ø9620
Ø9820
Ø10020
Ø10220
Ø10420
Ø10620
Ø10820
Ø11020
Ø11220
Ø11420
Ø11620
Ø11820
Ø12020
Ø12220
Ø12420
Ø12620
Ø12820
Ø13020
Ø13220
Ø13420
Ø13620
Ø13820
Ø14020
Ø14220
Ø14420
Ø14620
Ø14820
Ø15020
Ø15220
Ø15420
Ø15620
Ø15820
Ø16020
Ø16220
Ø16420
Ø16620
Ø16820
Ø17020
Ø17220
Ø17420
Ø17620
Ø17820
Ø18020
Ø18220
Ø18420
Ø18620
Ø18820
Ø19020
Ø19220
Ø19420
Ø19620
Ø19820
Ø20020
Ø20220
Ø20420
Ø20620
Ø20820
Ø21020
Ø21220
Ø21420
Ø21620
Ø21820
Ø22020
Ø22220
Ø22420
Ø22620
Ø22820
Ø23020
Ø23220
Ø23420
Ø23620
Ø23820
Ø24020
Ø24220
Ø24420
Ø24620
Ø24820
Ø25020
Ø25220
Ø25420
Ø25620
Ø25820
Ø26020
Ø26220
Ø26420
Ø26620
Ø26820
Ø27020
Ø27220
Ø27420
Ø27620
Ø27820
Ø28020
Ø28220
Ø28420
Ø28620
Ø28820
Ø29020
Ø29220
Ø29420
Ø29620
Ø29820
Ø30020
Ø30220
Ø30420
Ø30620
Ø30820
Ø31020
Ø31220
Ø31420
Ø31620
Ø31820
Ø32020
Ø32220
Ø32420
Ø32620
Ø32820
Ø33020
Ø33220
Ø33420
Ø33620
Ø33820
Ø34020
Ø34220
Ø34420
Ø34620
Ø34820
Ø35020
Ø35220
Ø35420
Ø35620
Ø35820
Ø36020
Ø36220
Ø36420
Ø36620
Ø36820
Ø37020
Ø37220
Ø37420
Ø37620
Ø37820
Ø38020
Ø38220
Ø38420
Ø38620
Ø38820
Ø39020
Ø39220
Ø39420
Ø39620
Ø39820
Ø40020
Ø40220
Ø40420
Ø40620
Ø40820
Ø41020
Ø41220
Ø41420
Ø41620
Ø41820
Ø42020
Ø42220
Ø42420
Ø42620
Ø42820
Ø43020
Ø43220
Ø43420
Ø43620
Ø43820
Ø44020
Ø44220
Ø44420
Ø44620
Ø44820
Ø45020
Ø45220
Ø45420
Ø45620
Ø45820
Ø46020
Ø46220
Ø46420
Ø46620
Ø46820
Ø47020
Ø47220
Ø47420
Ø47620
Ø47820
Ø48020
Ø48220
Ø48420
Ø48620
Ø48820
Ø49020
Ø49220
Ø49420
Ø49620
Ø49820
Ø50020
Ø50220
Ø50420
Ø50620
Ø50820
Ø51020
Ø51220
Ø51420
Ø51620
Ø51820
Ø52020
Ø52220
Ø52420
Ø52620
Ø52820
Ø53020
Ø53220
Ø53420
Ø53620
Ø53820
Ø54020
Ø54220
Ø54420
Ø54620
Ø54820
Ø55020
Ø55220
Ø55420
Ø55620
Ø55820
Ø56020
Ø56220
Ø56420
Ø56620
Ø56820
Ø57020
Ø57220
Ø57420
Ø57620
Ø57820
Ø58020
Ø58220
Ø58420
Ø58620
Ø58820
Ø59020
Ø59220
Ø59420
Ø59620
Ø59820
Ø60020
Ø60220
Ø60420
Ø60620
Ø60820
Ø61020
Ø61220
Ø61420
Ø61620
Ø61820
Ø62020
Ø62220
Ø62420
Ø62620
Ø62820
Ø63020
Ø63220
Ø63420
Ø63620
Ø63820
Ø64020
Ø64220
Ø64420
Ø64620
Ø64820
Ø65020
Ø65220
Ø65420
Ø65620
Ø65820
Ø66020
Ø66220
Ø66420
Ø66620
Ø66820
Ø67020
Ø67220
Ø67420
Ø67620
Ø67820
Ø68020
Ø68220
Ø68420
Ø68620
Ø68820
Ø69020
Ø69220
Ø69420
Ø69620
Ø69820
Ø70020
Ø70220
Ø70420
Ø70620
Ø70820
Ø71020
Ø71220
Ø71420
Ø71620
Ø71820
Ø72020
Ø72220
Ø72420
Ø72620
Ø72820
Ø73020
Ø73220
Ø73420
Ø73620
Ø73820
Ø74020
Ø74220
Ø74420
Ø74620
Ø74820
Ø75020
Ø75220
Ø75420
Ø75620
Ø75820
Ø76020
Ø76220
Ø76420
Ø76620
Ø76820
Ø77020
Ø77220
Ø77420
Ø77620
Ø77820
Ø78020
Ø78220
Ø78420
Ø78620
Ø78820
Ø79020
Ø79220
Ø79420
Ø79620
Ø79820
Ø80020
Ø80220
Ø80420
Ø80620
Ø80820
Ø81020
Ø81220
Ø81420
Ø81620
Ø81820
Ø82020
Ø82220
Ø82420
Ø82620
Ø82820
Ø83020
Ø83220
Ø83420
Ø83620
Ø83820
Ø84020
Ø84220
Ø84420
Ø84620
Ø84820
Ø85020
Ø85220
Ø85420
Ø85620
Ø85820
Ø86020
Ø86220
Ø86420
Ø86620
Ø86820
Ø87020
Ø87220
Ø87420
Ø87620
Ø87820
Ø88020
Ø88220
Ø88420
Ø88620
Ø88820
Ø89020
Ø89220
Ø89420
Ø89620
Ø89820
Ø90020
Ø90220
Ø90420
Ø90620
Ø90820
Ø91020
Ø91220
Ø91420
Ø91620
Ø91820
Ø92020
Ø92220
Ø92420
Ø92620
Ø92820
Ø93020
Ø93220
Ø93420
Ø93620
Ø93820
Ø94020
Ø94220
Ø94420
Ø94620
Ø94820
Ø95020
Ø95220
Ø95420
Ø95620
Ø95820
Ø96020
Ø96220
Ø96420
Ø96620
Ø96820
Ø97020
Ø97220
Ø97420
Ø97620
Ø97820
Ø98020
Ø98220
Ø98420
Ø98620
Ø98820
Ø99020
Ø99220
Ø99420
Ø99620
Ø99820
Ø100020
Ø100220
Ø100420
Ø100620
Ø100820
Ø101020
Ø101220
Ø101420
Ø101620
Ø101820
Ø102020
Ø102220
Ø102420
Ø102620
Ø102820
Ø103020
Ø103220
Ø103420
Ø103620
Ø103820
Ø104020
Ø104220
Ø104420
Ø104620
Ø104820
Ø105020
Ø105220
Ø105420
Ø105620
Ø105820
Ø106020
Ø106220
Ø106420
Ø106620
Ø106820
Ø107020
Ø107220
Ø107420
Ø107620
Ø107820
Ø108020
Ø108220
Ø108420
Ø108620
Ø108820
Ø109020
Ø109220
Ø109420
Ø109620
Ø109820
Ø110020
Ø110220
Ø110420
Ø110620
Ø110820
Ø111020
Ø111220
Ø111420
Ø111620
Ø111820
Ø112020
Ø112220
Ø112420
Ø112620
Ø112820
Ø113020
Ø113220
Ø113420
Ø113620
Ø113820
Ø114020
Ø114220
Ø114420
Ø114620
Ø114820
Ø115020
Ø115220
Ø115420
Ø115620
Ø115820
Ø116020
Ø116220
Ø116420
Ø116620
Ø116820
Ø117020
Ø117220
Ø117420
Ø117620
Ø117820
Ø118020
Ø118220
Ø118420
Ø118620
Ø118820
Ø119020
Ø119220
Ø119420
Ø119620
Ø119820
Ø120020
Ø120220
Ø120420
Ø120620
Ø120820
Ø121020
Ø121220
Ø121420
Ø121620
Ø121820
Ø122020
Ø122220
Ø122420
Ø122620
Ø122820
Ø123020
Ø123220
Ø123420
Ø123620
Ø123820
Ø124020
Ø124220
Ø124420
Ø124620
Ø124820
Ø125020
Ø125220
Ø125420
Ø125620
Ø125820
Ø126020
Ø126220
Ø126420
Ø126620
Ø126820
Ø127020
Ø127220
Ø127420
Ø127620
Ø127820
Ø128020
Ø128220
Ø128420
Ø128620
Ø128820
Ø129020
Ø129220
Ø129420
Ø129620
Ø129820
Ø130020
Ø130220
Ø130420
Ø130620
Ø130820
Ø131020
Ø131220
Ø131420
Ø131620
Ø131820
Ø132020
Ø132220
Ø132420
Ø132620
Ø132820
Ø133020
Ø133220
Ø133420
Ø133620
Ø133820
Ø134020
Ø134220
Ø134420
Ø134620
Ø134820
Ø135020
Ø135220
Ø135420
Ø135620
Ø135820
Ø136020
Ø136220
Ø136420
Ø136620
Ø136820
Ø137020
Ø137220
Ø137420
Ø137620
Ø137820
Ø138020
Ø138220
Ø138420
Ø138620
Ø138820
Ø139020
Ø139220
Ø139420
Ø139620
Ø139820
Ø140020
Ø140220
Ø140420
Ø140620
Ø140820
Ø141020
Ø141220
Ø141420
Ø141620
Ø141820
Ø142020
Ø142220
Ø142420
Ø142620
Ø142820
Ø143020
Ø143220
Ø143420
Ø143620
Ø143820
Ø144020
Ø144220
Ø144420
Ø144620
Ø144820
Ø145020
Ø145220
Ø145420
Ø145620
Ø145820
Ø146020
Ø146220
Ø146420
Ø146620
Ø146820
Ø147020
Ø147220
Ø147420
Ø147620
Ø147820
Ø148020
Ø148220
Ø148420
Ø148620
Ø148820
Ø149020
Ø149220
Ø149420
Ø149620
Ø149820
Ø150020
Ø150220
Ø150420
Ø150620
Ø150820
Ø151020
Ø151220
Ø151420
Ø151620
Ø151820
Ø152020
Ø152220
Ø152420
Ø152620
Ø152820
Ø153020
Ø153220
Ø153420
Ø153620
Ø153820
Ø154020
Ø154220
Ø154420
Ø154620
Ø154820
Ø155020
Ø155220
Ø155420
Ø155620
Ø155820
Ø156020
Ø156220
Ø156420
Ø156620
Ø156820
Ø157020
Ø157220
Ø157420
Ø157620
Ø157820
Ø158020
Ø158220
Ø158420
Ø158620
Ø158820
Ø159020
Ø159220
Ø159420
Ø159620
Ø159820
Ø160020
Ø160220
Ø160420
Ø160620
Ø160820
Ø161020
Ø161220
Ø161420
Ø161620
Ø161820
Ø162020
Ø162220
Ø162420
Ø162620
Ø162820
Ø163020
Ø163220
Ø163420
Ø163620
Ø163820
Ø164020
Ø164220
Ø164420
Ø164620
Ø164820
Ø165020
Ø165220
Ø165420
Ø165620
Ø165820
Ø166020
Ø166220
Ø166420
Ø166620
Ø166820
Ø167020
Ø167220
Ø167420
Ø167620
Ø167820
Ø168020
Ø168220
Ø168420
Ø168620
Ø168820
Ø169020
Ø169220
Ø169420
Ø169620
Ø169820
Ø170020
Ø170220
Ø170420
Ø170620
Ø170820
Ø171020
Ø171220
Ø171420
Ø171620
Ø171820
Ø172020
Ø172220
Ø172420
Ø172620
Ø172820
Ø173020
Ø173220
Ø173420
Ø173620
Ø173820
Ø174020
Ø174220
Ø174420
Ø174620
Ø174820
Ø175020
Ø175220
Ø175420
Ø175620
Ø175820
Ø176020
Ø176220
Ø176420
Ø176620
Ø176820
Ø177020
Ø177220
Ø177420
Ø177620
Ø177820
Ø178020
Ø178220
Ø178420
Ø178620
Ø178820
Ø179020
Ø179220
Ø179420
Ø179620
Ø179820
Ø180020
Ø180220
Ø180420
Ø180620
Ø180820
Ø181020
Ø181220
Ø181420
Ø181620
Ø181820
Ø182020
Ø182220
Ø182420
Ø182620
Ø182820
Ø183020
Ø183220
Ø183420
Ø183620
Ø183820
Ø184020
Ø184220
Ø184420
Ø184620
Ø184820
Ø185020
Ø185220
Ø185420
Ø185620
Ø185820
Ø186020
Ø186220
Ø186420
Ø186620
Ø186820
Ø187020
Ø187220
Ø187420
Ø187620
Ø187820
Ø188020
Ø188220
Ø188420
Ø188620
Ø188820
Ø189020
Ø189220
Ø189420
Ø189620
Ø189820
Ø190020
Ø190220
Ø190420
Ø190620
Ø190820
Ø191020
Ø191220
Ø191420
Ø191620
Ø191820
Ø192020
Ø192220
Ø192420
Ø192620
Ø192820
Ø193020
Ø193220
Ø193420
Ø193620
Ø193820
Ø194020
Ø194220
Ø194420
Ø194620
Ø194820
Ø195020
Ø195220
Ø195420
Ø195620
Ø195820
Ø196020
Ø196220
Ø196420
Ø196620
Ø196820
Ø197020
Ø197220
Ø197420
Ø197620
Ø197820
Ø198020
Ø198220
Ø198420
Ø198620
Ø198820
Ø199020
Ø199220
Ø199420
Ø199620
Ø199820
Ø200020
Ø200220
Ø200420
Ø200620
Ø200820
Ø201020
Ø201220
Ø201420
Ø201620
Ø201820
Ø202020
Ø202220
Ø202420
Ø202620
Ø202820
Ø203020
Ø203220
Ø203420
Ø203620
Ø203820
Ø204020
Ø204220
Ø204420
Ø204620
Ø204820
Ø205020
Ø205220
Ø205420
Ø205620
Ø205820
Ø206020
Ø206220
Ø206420
Ø206620
Ø206820
Ø207020
Ø207220
Ø207420
Ø207620
Ø207820
Ø208020
Ø208220
Ø208420
Ø208620
Ø208820
Ø209020
Ø209220
Ø209420
Ø209620
Ø209820
Ø210020
Ø210220
Ø210420
Ø210620
Ø210820
Ø211020
Ø211220
Ø211420
Ø211620
Ø211820
Ø212020
Ø212220
Ø212420
Ø212620
Ø212820
Ø213020
Ø213220
Ø213420
Ø213620
Ø213820
Ø214020
Ø214220
Ø214420
Ø214620
Ø214820
Ø215020
Ø215220
Ø215420
Ø215620
Ø215820
Ø216020
Ø216220
Ø216420
Ø216620
Ø216820
Ø217020
Ø217220
Ø217420
Ø217620
Ø217820
Ø218020
Ø218220
Ø218420
Ø218620
Ø218820
Ø219020
Ø219220
Ø219420
Ø219620
Ø219820
Ø220020
Ø220220
Ø220420
Ø220620
Ø220820
Ø221020
Ø221220
Ø221420
Ø221620
Ø221820
Ø222020
Ø222220
Ø222420
Ø222620
Ø222820
Ø223020
Ø223220
Ø223420
Ø223620
Ø223820
Ø224020
Ø224220
Ø224420
Ø224620
Ø224820
Ø225020
Ø225220
Ø225420
Ø225620
Ø225820
Ø226020
Ø226220
Ø226420
Ø226620
Ø226820
Ø227020
Ø227220
Ø227420
Ø227620
Ø227820
Ø228020
Ø228220
Ø228420
Ø228620
Ø228820
Ø229020
Ø229220
Ø229420
Ø229620
Ø229820
Ø230020
Ø230220
Ø230420
Ø230620
Ø230820
Ø231020
Ø231220
Ø231420
Ø231620
Ø231820
Ø232020
Ø232220
Ø232420
Ø232620
Ø232820
Ø233020
Ø233220
Ø233420
Ø233620
Ø233820
Ø234020
Ø234220
Ø234420
Ø234620
Ø234820
Ø235020
Ø235220
Ø235420
Ø235620
Ø235820
Ø236020
Ø236220
Ø236420
Ø236620
Ø236820
Ø237020
Ø237220
Ø237420
Ø237620
Ø237820
Ø238020
Ø238220
Ø238420
Ø238620
Ø238820
Ø239020
Ø239220
Ø239420
Ø239620
Ø239820
Ø240020
Ø240220
Ø240420
Ø240620
Ø240820
Ø241020
Ø241220
Ø241420
Ø241620
Ø241820
Ø242020
Ø242220
Ø242420
Ø242620
Ø242820
Ø243020
Ø243220
Ø243420
Ø243620
Ø243820
Ø244020
Ø244220
Ø244420
Ø244620
Ø244820
Ø245020
Ø245220
Ø245420
Ø245620
Ø245820
Ø246020
Ø246220
Ø246420
Ø246620
Ø246820
Ø247020
Ø247220
Ø247420
Ø247620
Ø247820
Ø248020
Ø248220
Ø248420
Ø248620
Ø248820
Ø249020
Ø249220
Ø249420
Ø249620
Ø249820
Ø250020
Ø250220
Ø250420
Ø250620
Ø250820
Ø251020
Ø251220
Ø251420
Ø251620
Ø251820
Ø252020
Ø252220
Ø252420
Ø252620
Ø252820
Ø253020
Ø253220
Ø253420
Ø253620
Ø253820
Ø254020
Ø254220
Ø254420
Ø254620
Ø254820
Ø255020
Ø255220
Ø255420
Ø255620
Ø255820
Ø256020
Ø256220
Ø256420
Ø256620
Ø256820
Ø257020
Ø257220
Ø257420
Ø257620
Ø257820
Ø258020
Ø258220
Ø258420
Ø258620
Ø258820
Ø259020
Ø259220
Ø259420
Ø259620
Ø259820
Ø260020
Ø260220
Ø260420
Ø260620
Ø260820
Ø261020
Ø261220
Ø261420
Ø261620
Ø261820
Ø262020
Ø262220
Ø262420
Ø262620
Ø262820
Ø263020
Ø263220
Ø263420
Ø263620
Ø263820
Ø264020
Ø264220
Ø264420
Ø264620
Ø264820
Ø265020
Ø265220
Ø265420
Ø265620
Ø265820
Ø266020
Ø266220
Ø266420
Ø266620
Ø266820
Ø267020
Ø267220
Ø267420
Ø267620
Ø267820
Ø268020
Ø268220
Ø268420
Ø268620
Ø268820
Ø269020
Ø269220
Ø269420
Ø269620
Ø269820
Ø270020
Ø270220
Ø270420
Ø270620
Ø270820
Ø271020
Ø271220
Ø271420
Ø271620
Ø271820
Ø272020
Ø272220
Ø272420
Ø272620
Ø272820
Ø273020
Ø273220
Ø273420
Ø273620
Ø273820
Ø274020
Ø274220
Ø274420
Ø274620
Ø274820
Ø275020
Ø275220
Ø275420
Ø275620
Ø275820
Ø276020
Ø276220
Ø276420
Ø276620
Ø276820
Ø277020
Ø277220
Ø277420
Ø277620
Ø277820
Ø278020
Ø278220
Ø278420
Ø278620
Ø278820
Ø279020
Ø279220
Ø279420
Ø279620
Ø279820
Ø280020
Ø280220
Ø280420
Ø280620
Ø280820
Ø281020
Ø281220
Ø281420
Ø281620
Ø281820
Ø282020
Ø282220
Ø282420
Ø282620
Ø282820
Ø283020
Ø283220
Ø283420
Ø283620
Ø283820
Ø284020
Ø284220
Ø284420
Ø284620
Ø284820
Ø285020
Ø285220
Ø285420
Ø285620
Ø285820
Ø286020
Ø286220
Ø286420
Ø286620
Ø286820
Ø287020
Ø287220
Ø287420
Ø287620
Ø287820
Ø288020
Ø288220
Ø288420
Ø288620
Ø288820
Ø289020
Ø289220
Ø289420
Ø289620
Ø289820
Ø290020
Ø290220
Ø290420
Ø290620
Ø290820
Ø291020
Ø291220
Ø291420
Ø291620
Ø291820
Ø292020
Ø292220
Ø292420
Ø292620
Ø292820
Ø293020
Ø293220
Ø293420
Ø293620
Ø293820
Ø294020
Ø294220
Ø294420
Ø294620
Ø294820
Ø295020
Ø295220
Ø295420
Ø295620
Ø295820
Ø296020
Ø296220
Ø296420
Ø296620
Ø296820
Ø297020
Ø297220
Ø297420
Ø297620
Ø297820
Ø298020
Ø298220
Ø298420
Ø298620
Ø298820
Ø299020
Ø299220
Ø299420
Ø299620
Ø299820
Ø300020
Ø300220
Ø300420
Ø300620
Ø300820
Ø301020
Ø301220
Ø301420
Ø301620
Ø301820
Ø302020
Ø302220
Ø302420
Ø302620
Ø302820
Ø303020
Ø303220
Ø303420
Ø303620
Ø303820
Ø304020
Ø304220
Ø304420
Ø304620
Ø304820
Ø305020
Ø305220
Ø305420
Ø305620
Ø305820
Ø306020
Ø306220
Ø306420
Ø306620
Ø306820
Ø307020
Ø307220
Ø307420
Ø307620
Ø307820
Ø308020
Ø308220
Ø308420
Ø308620
Ø308820
Ø309020
Ø309220
Ø309420
Ø309620
Ø309820
Ø310020
Ø310220
Ø310420
Ø310620
Ø310820
Ø311020
Ø311220
Ø311420
Ø311620
Ø311820
Ø312020
Ø312220
Ø312420
Ø312620
Ø312820
Ø313020
Ø313220
Ø313420
Ø313620
Ø313820
Ø314020
Ø314220
Ø314420
Ø314620
Ø314820
Ø315020
Ø315220
Ø315420
Ø315620
Ø315820
Ø316020
Ø316220
Ø316420
Ø316620
Ø316820
Ø317020
Ø317220
Ø317420
Ø317620
Ø317820
Ø318020
Ø318220
Ø318420
Ø318620
Ø318820
Ø319020
Ø319220
Ø319420
Ø319620
Ø319820
Ø320020
Ø320220
Ø320420
Ø320620
Ø320820
Ø321020
Ø321220
Ø321420
Ø321620
Ø321820
Ø322020
Ø322220
Ø322420
Ø322620
Ø322820
Ø323020
Ø323220
Ø323420
Ø323620
Ø323820
Ø324020
Ø324220
Ø324420
Ø324620
Ø324820
Ø325020
Ø325220
Ø325420
Ø325620
Ø325820
Ø326020
Ø326220
Ø326420
Ø326620
Ø326820
Ø327020
Ø327220
Ø327420
Ø327620
Ø327820
Ø328020
Ø328220
Ø328420
Ø328620
Ø328820
Ø329020
Ø329220
Ø329420
Ø329620
Ø329820
Ø330020
Ø330220
Ø330420
Ø330620
Ø330820
Ø331020
Ø331220
Ø331420
Ø331620
Ø331820
Ø332020
Ø332220
Ø332420
Ø332620
Ø332820
Ø333020
Ø333220
Ø333420
Ø333620
Ø333820
Ø334020
Ø334220
Ø334420
Ø334620
Ø334820
Ø335020
Ø335220
Ø335420
Ø335620
Ø335820
Ø336020
Ø336220
Ø336420
Ø336620
Ø336820
Ø337020
Ø337220
Ø337420
Ø337620
Ø337820
Ø338020
Ø338220
Ø338420
Ø338620
Ø338820
Ø339020
Ø339220
Ø339420
Ø339620
Ø339820
Ø340020
Ø340220
Ø340420
Ø340620
Ø340820
Ø341020
Ø341220
Ø341420
Ø341620
Ø341820
Ø342020
Ø342220
Ø342420
Ø342620
Ø342820
Ø343020
Ø343220
Ø343420
Ø343620
Ø343820
Ø344020
Ø344220
Ø344420
Ø344620
Ø344820
Ø345020
Ø345220
Ø345420
Ø345620
Ø345820
Ø346020
Ø346220
Ø346420
Ø346620
Ø346820
Ø347020
Ø347220
Ø347420
Ø347620
Ø347820
Ø348020
Ø348220
Ø348420
Ø348620
Ø348820
Ø349020
Ø349220
Ø349420
Ø349620
Ø349820
Ø350020
Ø350220
Ø350420
Ø350620
Ø350820
Ø351020
Ø351220
Ø351420
Ø351620
Ø351820
Ø352020
Ø352220
Ø352420
Ø352620
Ø352820
Ø353020
Ø353220
Ø353420
Ø353620
Ø353820
Ø354020
Ø354220
Ø354420
Ø354620
Ø354820
Ø355020
Ø355220
Ø355420
Ø355620
Ø355820
Ø356020
Ø356220
Ø356420
Ø356620
Ø356820
Ø357020
Ø357220
Ø357420
Ø357620
Ø357820
Ø358020
Ø358220
Ø358420
Ø358620
Ø358820
Ø359020
Ø359220
Ø359420
Ø359620
Ø359820
Ø360020
Ø360220
Ø360420
Ø360620
Ø360820
Ø361020
Ø361220
Ø361420
Ø361620
Ø361820
Ø362020
Ø362220
Ø362420
Ø362620
Ø362820
Ø363020
Ø363220
Ø363420
Ø363620
Ø363820
Ø364020
Ø364220
Ø364420
Ø364620
Ø364820
Ø365020
Ø365220
Ø365420
Ø365620
Ø365820
Ø366020
Ø366220
Ø366420
Ø366620
Ø366820
Ø367020
Ø367220
Ø367420
Ø367620
Ø367820
Ø368020
Ø368220
Ø368420
Ø368620
Ø368820
Ø369020
Ø369220
Ø369420
Ø369620
Ø369820
Ø370020
Ø370220
Ø370420
Ø370620
Ø370820
Ø371020
Ø371220
Ø371420
Ø371620
Ø371820
Ø372020
Ø372220
Ø372420
Ø372620
Ø372820
Ø373020
Ø373220
Ø373420
Ø373620
Ø373820
Ø374020
Ø374220
Ø374420
Ø374620
Ø374820
Ø375020
Ø375220
Ø375420
Ø375620
Ø375820
Ø376020
Ø376220
Ø376420
Ø376620
Ø376820
Ø377020
Ø377220
Ø377420
Ø377620
Ø377820
Ø378020
Ø378220
Ø378420
Ø378620
Ø378820
Ø379020
Ø379220
Ø379420
Ø379620
Ø379820
Ø380020
Ø380220
Ø380420
Ø380620
Ø380820
Ø381020
Ø381220
Ø381420
Ø381620
Ø381820
Ø382020
Ø382220
Ø382420
Ø382620
Ø382820
Ø383020
Ø383220
Ø383420
Ø383620
Ø383820
Ø384020
Ø384220
Ø384420
Ø384620
Ø384820
Ø385020
Ø385220
Ø385420
Ø385620
Ø385820
Ø386020
Ø386220
Ø386420
Ø386620
Ø386820
Ø387020
Ø387220
Ø387420
Ø387620
Ø387820
Ø388020
Ø388220
Ø388420
Ø388620
Ø388820
Ø389020
Ø389220
Ø389420
Ø389620
Ø389820
Ø390020
Ø390220
Ø390420
Ø390620
Ø390820
Ø391020
Ø391220
Ø391420
Ø391620
Ø391820
Ø392020
Ø392220
Ø392420
Ø392620
Ø392820
Ø393020
Ø393220
Ø393420
Ø393620
Ø393820
Ø394020
Ø394220
Ø394420
Ø394620
Ø394820
Ø395020
Ø395220
Ø395420
Ø395620
Ø395820
Ø396020
Ø396220
Ø396420
Ø396620
Ø396820
Ø397020
Ø397220
Ø397420
Ø397620
Ø397820
Ø398020
Ø398220
Ø398420
Ø398620
Ø398820
Ø399020
Ø399220
Ø399420
Ø399620
Ø399820
Ø400020
Ø400220
Ø400420
Ø400620
Ø400820
Ø401020
Ø401220
Ø401420
Ø401620
Ø401820
Ø402020
Ø402220
Ø402420
Ø402620
Ø402820
Ø403020
Ø403220
Ø403420
Ø403620
Ø403820
Ø404020
Ø404220
Ø404420
Ø404620
Ø404820
Ø405020
Ø405220
Ø405420
Ø405620
Ø405820
Ø406020
Ø406220
Ø406420
Ø406620
Ø406820
Ø407020
Ø407220
Ø407420
Ø407620
Ø407820
Ø408020
Ø408220
Ø408420
Ø408620
Ø408820
Ø409020
Ø409220
Ø409420
Ø409620
Ø409820
Ø410020
Ø410220
Ø410420
Ø410620
Ø410820
Ø411020
Ø411220
Ø411420
Ø411620
Ø411820
Ø412020
Ø412220
Ø412420
Ø412620
Ø412820
Ø413020
Ø413220
Ø413420
Ø413620
Ø413820
Ø414020
Ø414220
Ø414420
Ø414620
Ø414820
Ø415020
Ø415220
Ø415420
Ø415620
Ø415820
Ø416020
Ø416220
Ø416420
Ø416620
Ø416820
Ø417020
Ø417220
Ø417420
Ø417620
Ø417820
Ø418020
Ø418220
Ø418420
Ø418620
Ø418820
Ø419020
Ø419220
Ø419420
Ø419620
Ø419820
Ø420020
Ø420220
Ø420420
Ø420620
Ø420820
Ø421020
Ø421220
Ø421420
Ø421620
Ø421820
Ø422020
Ø422220
Ø422420
Ø422620
Ø422820
Ø423020
Ø423220
Ø423420
Ø423620
Ø423820
Ø424020
Ø424220
Ø424420
Ø424620
Ø424820
Ø425020
Ø425220
Ø425420
Ø425620
Ø425820
Ø426020
Ø426220
Ø426420
Ø426620
Ø426820
Ø427020
Ø427220
Ø427420
Ø427620
Ø427820
Ø428020
Ø428220
Ø428420
Ø428620
Ø428820
Ø429020
Ø429220
Ø429420
Ø429620
Ø429820
Ø430020
Ø430220
Ø430420
Ø430620
Ø430820
Ø431020
Ø431220
Ø431420
Ø431620
Ø431820
Ø432020
Ø432220
Ø432420
Ø432620
Ø432820
Ø433020
Ø433220
Ø433420
Ø433620
Ø433820
Ø434020
Ø434220
Ø434420
Ø434620
Ø434820
Ø435020
Ø435220
Ø435420
Ø435620
Ø435820
Ø436020
Ø436220
Ø436420
Ø436620
Ø436820
Ø437020
Ø437220
Ø437420
Ø437620
Ø437820
Ø438020
Ø438220
Ø438420
Ø438620
Ø438820
Ø439020
Ø439220
Ø439420
Ø439620
Ø439820
Ø440020
Ø440220
Ø440420
Ø440620
Ø440820
Ø441020
Ø441220
Ø441420
Ø441620
Ø441820
Ø442020
Ø442220
Ø442420
Ø442620
Ø442820
Ø443020
Ø443220
Ø443420
Ø443620
Ø443820
Ø444020
Ø444220
Ø444420
Ø444620
Ø444820
Ø445020
Ø445220
Ø445420
Ø445620
Ø445820
Ø446020
Ø446220
Ø446420
Ø446620
Ø446820
Ø447020
Ø447220
Ø447420
Ø447620
Ø447820
Ø448020
Ø448220
Ø448420
Ø448620
Ø448820
Ø449020
Ø449220
Ø449420
Ø449620
Ø449820
Ø450020
Ø450220
Ø450420
Ø450620
Ø450820
Ø451020
Ø451220
Ø451420
Ø451620
Ø451820
Ø452020
Ø452220
Ø452420
Ø452620
Ø452820
Ø453020
Ø453220
Ø453420
Ø453620
Ø453820
Ø454020
Ø454220
Ø454420
Ø454620
Ø454820
Ø455020
Ø455220
Ø455420
Ø455620
Ø455820
Ø456020
Ø456220
Ø456420
Ø456620
Ø456820
Ø457020
Ø457220
Ø457420
Ø457620
Ø457820
Ø458020
Ø458220
Ø458420
Ø458620
Ø458820
Ø459020
Ø459220
Ø459420
Ø459620
Ø459820
Ø460020
Ø460220
Ø460420
Ø460620
Ø460820
Ø461020
Ø461220
Ø461420
Ø461620
Ø461820
Ø462020
Ø462220
Ø462420
Ø462620
Ø462820
Ø463020
Ø463220
Ø463420
Ø463620
Ø463820
Ø464020
Ø464220
Ø464420
Ø464620
Ø464820
Ø465020
Ø465220
Ø465420
Ø465620
Ø465820
Ø466020
Ø466220
Ø466420
Ø466620
Ø466820
Ø467020
Ø467220
Ø467420
Ø467620
Ø467820
Ø468020
Ø468220
Ø468420
Ø468620
Ø468820
Ø469020
Ø469220
Ø469420
Ø469620
Ø469820
Ø470020
Ø470220
Ø470420
Ø470620
Ø470820
Ø471020
Ø471220
Ø471420
Ø471620
Ø471820
Ø472020
Ø472220
Ø472420
Ø472620
Ø472820
Ø473020
Ø473220
Ø473420
Ø473620
Ø473820
Ø474020
Ø474220
Ø474420
Ø474620
Ø474820
Ø475020
Ø475220
Ø475420
Ø475620
Ø475820
Ø476020
Ø476220
Ø476420
Ø476620
Ø476820
Ø477020
Ø477220
Ø477420
Ø477620
Ø477820
Ø478020
Ø478220
Ø478420
Ø478620
Ø478820
Ø479020
Ø479220
Ø479420
Ø479620
Ø479820
Ø480020
Ø480220
Ø480420
Ø480620
Ø480820
Ø481020
Ø481220
Ø481420
Ø481620
Ø481820
Ø482020
Ø482220
Ø482420
Ø482620
Ø482820
Ø483020
Ø483220
Ø483420
Ø483620
Ø483820
Ø484020
Ø484220
Ø484420
Ø484620
Ø484820
Ø485020
Ø485220
Ø485420
Ø485620
Ø485820
Ø486020
Ø486220
Ø486420
Ø486620
Ø486820
Ø487020
Ø487220
Ø487420
Ø487620
Ø487820
Ø488020
Ø488220
Ø488420
Ø488620
Ø488820
Ø489020
Ø489220
Ø489420
Ø489620
Ø489820
Ø490020
Ø490220
Ø490420
Ø490620
Ø490820
Ø491020
Ø491220
Ø491420
Ø491620
Ø491820
Ø492020
Ø492220
Ø492420
Ø492620
Ø492820
Ø493020
Ø493220
Ø493420
Ø493620
Ø493820
Ø494020
Ø494220
Ø494420
Ø494620
Ø494820
Ø495020
Ø495220
Ø495420
Ø495620
Ø495820
Ø496020
Ø496220
Ø496420
Ø496620
Ø496820
Ø497020
Ø497220
Ø497420
Ø497620
Ø497820
Ø498020
Ø498220
Ø498420
Ø498620
Ø498820
Ø499020
Ø499220
Ø499420
Ø499620
Ø499820
Ø500020
Ø500220
Ø500420
Ø500620
Ø500820
Ø501020
Ø501220
Ø501420
Ø501620
Ø501820
Ø502020
Ø502220
Ø502420
Ø502620
Ø502820
Ø503020
Ø503220
Ø503420
Ø503620
Ø503820
Ø504020
Ø504220
Ø504420
Ø504620
Ø504820
Ø505020
Ø505220
Ø505420
Ø505620
Ø505820
Ø506020
Ø506220
Ø506420
Ø506620
Ø506820
Ø507020
Ø507220
Ø507420
Ø507620
Ø507820
Ø508020
Ø508220
Ø508420
Ø508620
Ø508820
Ø509020
Ø509220
Ø509420
Ø509620
Ø509820
Ø510020
Ø510220
Ø510420
Ø510620
Ø510820
Ø511020
Ø511220
Ø511420
Ø511620
Ø511820
Ø512020
Ø512220
Ø512420
Ø512620
Ø512820
Ø513020
Ø513220
Ø513420
Ø513620
Ø513820
Ø514020
Ø514220
Ø514420
Ø514620
Ø514820
Ø515020
Ø515220
Ø515420
Ø515620
Ø515820
Ø516020
Ø516220
Ø516420
Ø516620
Ø516820
Ø517020
Ø517220
Ø517420
Ø517620
Ø517820
Ø518020
Ø518220
Ø518420
Ø518620
Ø518820
Ø519020
Ø519220
Ø519420
Ø519620
Ø519820
Ø520020
Ø520220
Ø520420
Ø520620
Ø520820
Ø521020
Ø521220
Ø521420
Ø521620
Ø521820
Ø522020
Ø522220
Ø522420
Ø522620
Ø522820
Ø523020
Ø523220
Ø523420
Ø523620
Ø523820
Ø524020
Ø524220
Ø524420
Ø524620
Ø524820
Ø525020
Ø525220
Ø525420
Ø525620
Ø525820
Ø526020
Ø526220
Ø526420
Ø526620
Ø526820
Ø527020
Ø527220
Ø527420
Ø527620
Ø527820

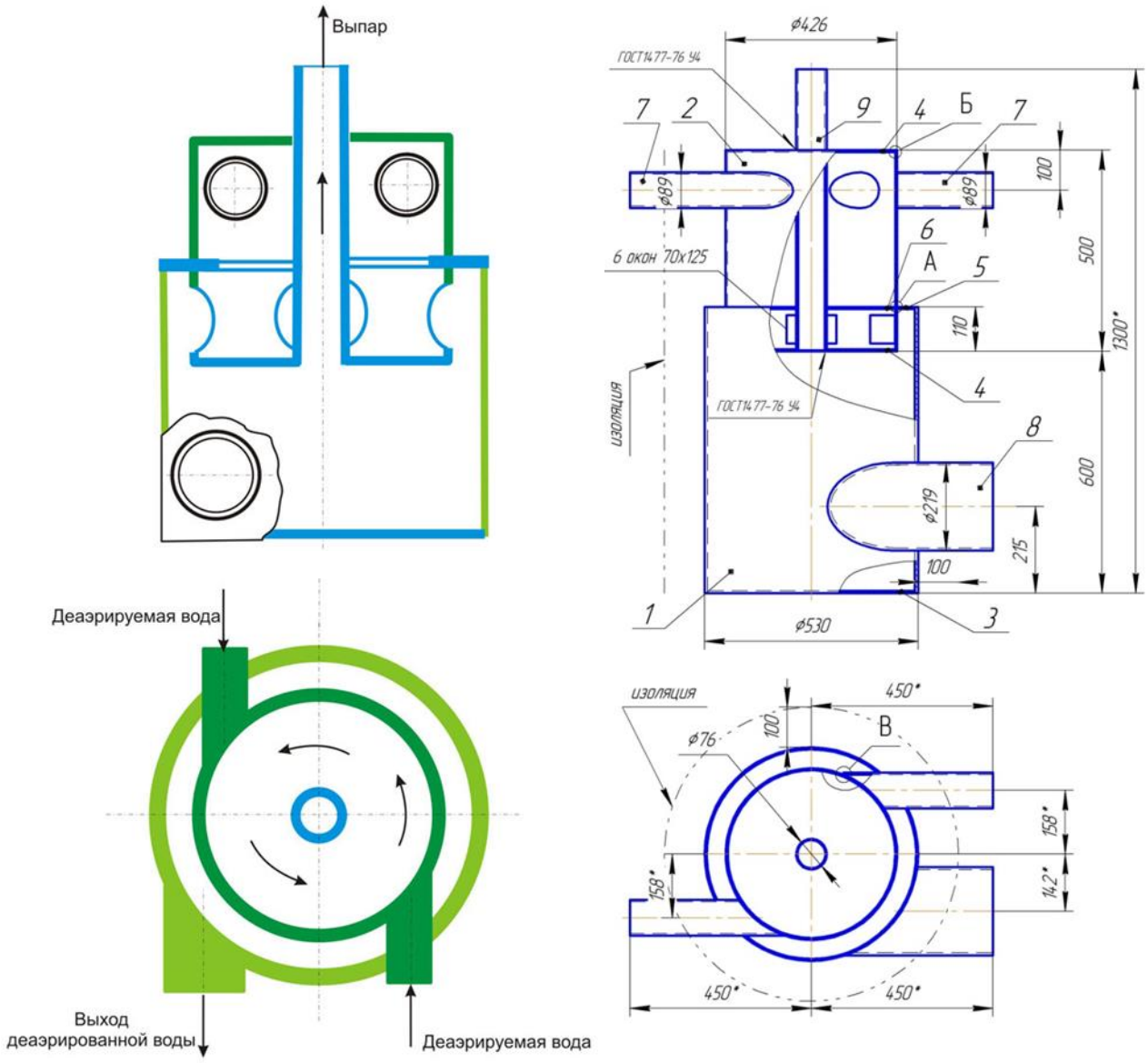


Рис. 3.2. Конструктивная схема деаэратора центробежно-вихревого и геометрические размеры ДЦВ-200 котельной ОмПО «Иртыш»

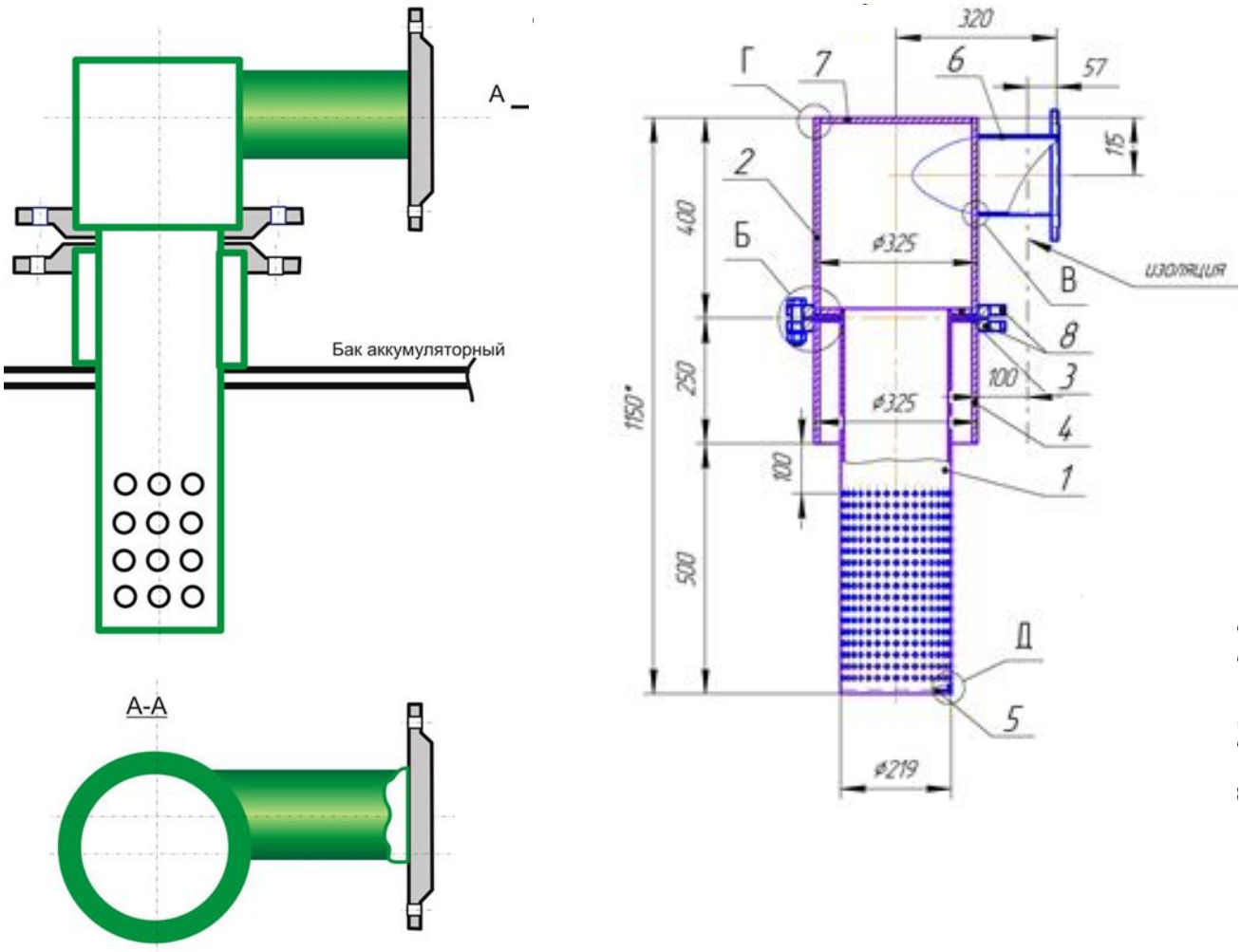
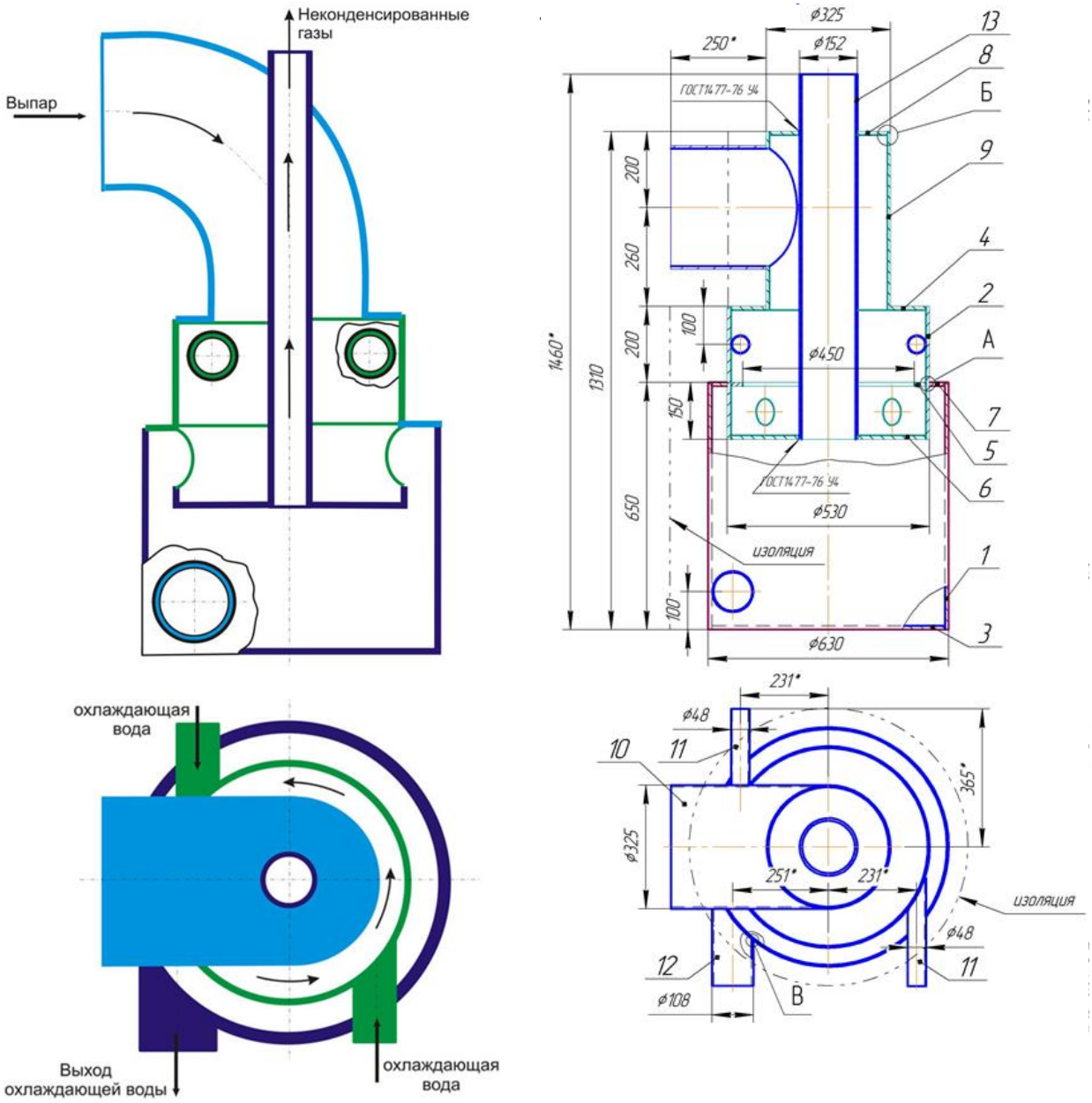


Рис. 3.3. Конструктивная схема капельного деаэратора и геометрические размеры КД ДЦВ-200 котельной ОмПО «Иртыш»


Неконденсированные газы
Выпар
охлаждающая вода
Выход охлаждающей воды
охлаждающая вода
ГОСТ 1477-76 У4
изоляция
ГОСТ 1477-76 У4
изоляция
ГОСТ 1477-76 У4
ГОСТ 1477-76 У4
ГОСТ 1477-76 У4

Наименования параметров, единицы измерений	**Значения параметров**
Температура рабочей воды за контактным охладителем выпара, °С	от 30 до 50
Уровень воды в деаэраторном баке, мм	от 1700 до 1900
Массовая концентрация растворённого кислорода в деаэрированной воде, мкг/дм^3	менее 50
Массовая концентрация свободной углекислоты	отсутствие
Значение pH_{25}	не менее 8,33

Примечание. Уровень воды в деаэраторном баке во время работы не должен быть выше 1900 мм (условие работоспособности КД). Для защиты от превышения максимального допустимого уровня имеется аварийный перелив, переливная воронка которого установлена на 50 мм ниже КД.

Деаэратор центробежно-вихревой является первой ступенью деаэрационной установки. Внешний вид и базовая конструкция центробежно-вихревого деаэратора ДЦВ показана на рис. 1.8. Принцип действия ДЦВ описан на с. 20, 47-48.

Капельное деаэрационное устройство КД (рис. 3.3 и 3.5) является второй ступенью деаэрационной установки. Оно представляет собой перфорированную трубу, заглушенную с торца, размещаемую в паровом пространстве деаэраторного бака-аккумулятора.

КД является съёмным элементом. При деаэрации загрязнённой, например, жёсткой воды и длительной эксплуатации отверстия КД могут забиться отложениями. Их очистка производится после съёма КД. Верхняя часть КД представляет собой завихривающую головку (диспергатор), то есть отрезок трубы с верхней крышкой, соединительным кольцом и тангенциальным патрубком, через который подводится вода из ДЦВ. Закрутка воды в диспергаторе позволяет воде выходить через верхние и нижние отверстия одновременно и не позволяет пару, образовавшемуся при вскипании воды, выходить через верхние отверстия.

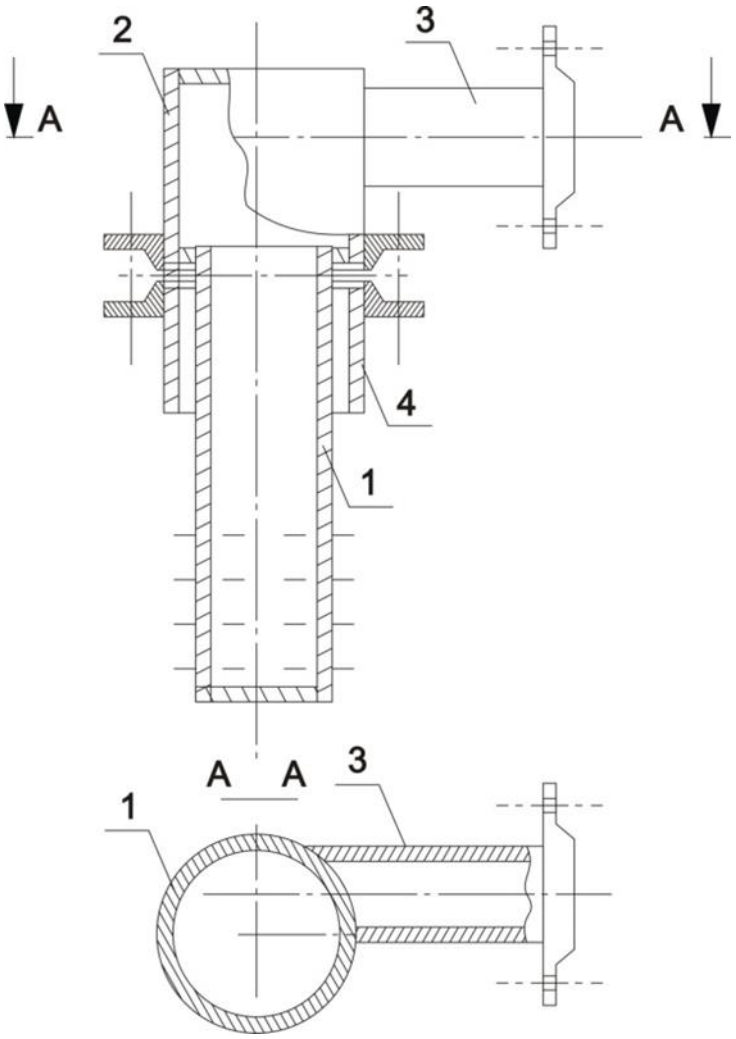


Рис. 3.5. Капельный деаэратор (КД). Вторая ступень деаэрационной установки: 1 – диспергатор (перфорированная труба, размещаемая в паровом пространстве бака); 2 – завихривающая головка; 3 – тангенциальный патрубок подвода воды; 4. – патрубок, привариваемый к баку

Контактный охладитель выпара ОВК (рис. 3.6) конструктивно сходен с ДЦВ. Корпус ОВК состоит из двух обечаек разного диаметра: нижняя обечайка большего диаметра с тангенциальными патрубками подвода охлаждающей воды и верхняя обечайка меньшего диаметра с подводящим тангенциальным патрубком подвода выпара из деаэраторного бака и ДЦВ. Корпус ОВК имеет нижнюю и верхнюю крышки. Через эти крышки проходит выпарная труба, соединяющая нижнюю часть ОВК (циклон) с всасывающим трубопроводом эжекторов. В нижней части корпуса верхней обечайки имеются отверстия, соединяющие её внутреннюю часть с циклоном (сепаратором). В нижней части циклона имеется тангенциальный отводящий патрубок, по которому охлаждающая вода сбрасывается в бак рабочей воды – БРВ.

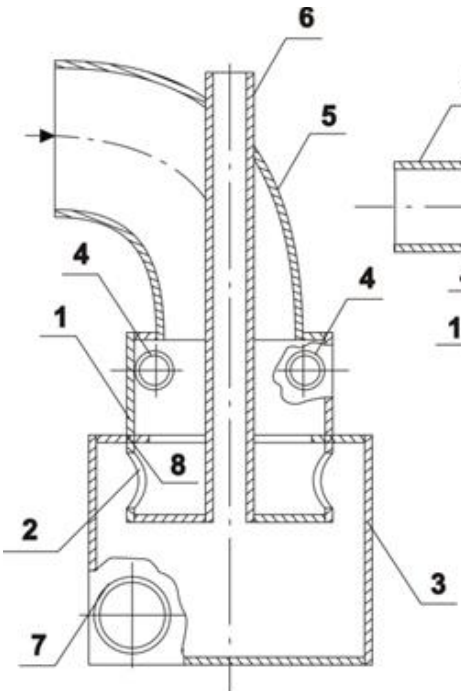


Рис. 3.6. Контактный охладитель выпара: 1 – корпус; 2 – выходные отверстия в нижней части корпуса 1 для выхода воды из корпуса в сепаратор (циклон); 3 – сепаратор (циклон); 4 – тангенциальный подводящий патрубок охлаждающей воды; 5 – подвод выпара из деаэраторного бака и ДЦВ; 6 – труба отвода газообразной среды (выпара); 7 – труба отвода нагретой воды; 8 – кольцевая перегородка («шайба») внутри корпуса 1

На объекте исследований деаэрируемой водой является смесь вод из промежуточного бака:

- холодной водопроводной воды (20 %);

- водопроводной воды, нагретой в теплообменниках газопоршневой мини-ТЭЦ (50 %);

- избытка рабочей воды (10 %);

- обратной сетевой воды (20 %).

Проектное значение температуры деаэрируемой воды равно 80^{o}C. Её фактические значения в эксплуатационном режиме и во время испытаний представлены в п. 3.1.2.4.

Деаэрируемая вода подаётся насосом из промежуточного атмосферного бака через смешивающий пароводяной подогреватель ПДВ-1, 2 и регулятор расхода в первую ступень деаэрации: в ДЦВ-200, где происходит завихрение и вскипание потока. Центробежная сила прижимает воду к стенкам ДЦВ. Парогазовые пузырьки (паровоздушная смесь, первичный выпар) выходят из неё в центр ДЦВ и через выпарную трубу отсасываются эжектором на ОВК. Далее деаэрируемая вода с уменьшенным содержанием коррозионно-активных газов за счёт динамического и статического напоров поступает на вторую ступень деаэрации: в КД. Капельные деаэраторы, установленные в паровом пространстве деаэраторного бака, находящегося под вакуумом, служат для дополнительной деаэрации воды при её диспергировании.

Деаэрированная вода перекачивается из деаэраторного бака насосами в баки-аккумуляторы деаэрированной воды.

Рабочая вода насосом рабочей воды (НРВ) подаётся параллельно в охладитель выпара ОВК и водоструйные эжекторы. В ОВК конденсируется пар, содержащийся в паровоздушной смеси, а неконденсирующиеся газы отсасываются эжектором. Вода после ОВК и ЭВ самотёком подаётся в бак-газоотделитель (он же бак рабочей воды эжектора - БРВ). Газы из него отводятся в атмосферу по вестовой трубе. БРВ оборудован трубопроводом перелива, который введён в промежуточный бак. Тем самым обеспечивается возврат в цикл конденсата и теплоты выпара. Для ограничения «перегрева» рабочей (эжектирующей) воды предусмотрена подача в БРВ не нагретой водопроводной воды.

Расход воды в деаэраторы (производительность деаэрационной установки) устанавливается оператором с использованием расходомеров, установленных перед регулирующими расход клапанами ДВ7-ДЦ, ДВ8-ДЦ.

Параметры защит и сигнализаций деаэрационной установки приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2

Параметры	**Значения параметров**
Номинальный уровень воды в аккумуляторном баке деаэратора, мм	1800
Диапазон регулирования уровня воды в деаэраторном баке в автоматическом режиме (задание регулятору уровня), мм	1800±100
Сигнализация повышения/понижения уровня воды в деаэраторном баке, мм	2050/1550
Сигнализация уменьшения вакуума в деаэраторном баке, кгс/см^2	0,35
Сигнализация по температуре деаэрируемой воды, ^{0}C min max	 70 90

3.1.2. Опытно-промышленное исследование деаэрации воды центробежно-вихревым деаэратором

3.1.2.1. Цель опытно-промышленного исследования, система и метрологическое обеспечение контроля деаэрации воды

Цель опытно-промышленного исследования деаэрации воды центробежно-вихревым деаэратором состояла в следующем:

- получении новых экспериментальных данных о технологической эф-

фективности элементов деаэрационной установки в зависимости от режимных параметров: расхода и температуры деаэрируемой воды, расхода выпара;

- идентификации математической модели десорбции растворённого кислорода в ДЦВ.

Для достижения поставленной цели деаэрационная установка оборудована пробоотборными зондами. Все зонды, трубопроводы отбора и групповой охладитель проб изготовлены из аустенитной нержавеющей стали 08Х18Н9Т (рис. 3.1 и таблица 3.3).

Использована система теплового и химического контроля, соответствующая СО 34.40.514 «Методические указания по испытаниям вакуумных деаэраторов». Характеристики поверенных приборов контроля показаны в таблицах 3.4, 3.5.

Таблица 3.3. **Перечень пробоотборных зондов**

Место установки зонда	**Маркировка зонда**
Трубопровод деаэрируемой воды (перед ДЦВ)	1
Трубопровод слива воды после ДЦВ в КД	2
Напорный трубопровод насосов деаэрированной воды	НДВ



Рис. 3.7. Общий вид пробоотборного стенда

Таблица 3.4. **Средства измерения теплотехнических параметров**

Точка контроля	**Измеряемый параметр, единица измерения**	**Тип и наименование средства измерения**	**Диапазон измерения**	**Цена деления шкалы**	**Пределы допускаемой погрешности**	
					Тип погрешности, единица измерения	**Значение**
1. Вода перед деаэратором после смешивающего подогревателя	Объёмный расход, $м^3/ч$	Расходомер-счётчик электромагнитный индукционный Promag 50W DN 150 PN16	от 20,0 до 600,0	0,1	Относительная, %	± 0,5
	Температура, ^oC	Термометр ртутный стеклянный лабораторный ТЛ-4 № 3 50…105	от 50 до 105	0,1	Абсолютная, ^oC	± 0,1
2. Выпар из ДЦВ и из парового пространства деаэраторного бака АБ	Давление (вакуум), $кгс/см^2$	Мановакуумметр деформационный образцовый типа МО с условной шкалой	от минус 1,00 до 0,6	0,0040	Класс точности	0,4
3. Деаэрируемая вода после ДЦВ перед КД	Температура, ^oC	Термометр ртутный стеклянный лабораторный ТЛ-4 № 3 50…105	от 50 до 105	0,1	Абсолютная, ^oC	± 0,1
4. Деаэрированная вода после АБ	Температура, ^oC	Термометр ртутный стеклянный лабораторный ТЛ-4 № 3 50…105	от 50 до 105	0,1	Абсолютная, ^oC	± 0,1
5. Водяной объём деаэраторного бака	Уровень, мм	Преобразователь давления Deltabar S PMD 230	от 0 до 2500	1	Относительная, %	± 0,2
6. Окружающая среда	Давление атмосферное, кПа	Барометр - анероид метеорологический БАММ-1	от 80 до 106	0,1	Абсолютная, кПа	± 0,5

Таблица 3.5. **Средство измерения массовых концентраций растворённого кислорода**

Определяемые параметры качества	**Единицы измерений**	**Наименование руководящего документа на методику анализа**	**Средства и методы измерений, чувствительность методов**	**Погрешности определений**	
Массовая концентрация растворённого кислорода	$мкг/дм^3$	Инструкция к прибору, содержащая описание методики измерения	Кислородомер МАРК-302т. Амперометрия: Чувствительность метода – 0,003 $мг/дм^3$	Диапазон измерений: 0,003 - 20 $мг/дм^3$	Погрешность определения: ± (0,003 + 0,1С) $мг/дм^3$

После ремонтов деаэрационной установки на предприятии проводятся гидравлические испытания: деаэратор совместно с пробоотборными трубопроводами испытан при визуальном контроле на гидравлическую плотность избыточным давлением в верхней точке 70 кПа. Перед экспериментальными исследованиями деаэрации выполнена проверка деаэрационной установки на герметичность по установлению уменьшения вакуума после отключения трубопроводов выпара от ОВК и эжектора.

Точки контроля измеряемых в ходе проведения экспериментальных исследований теплотехнических параметров показаны на рис. 3.1. Перечень измеряемых параметров, наименования используемых средств измерения и их метрологические характеристики сведены в табл. 3.4. Все используемые в экспериментальных исследованиях средства измерения прошли государственную поверку перед началом испытаний, а также непосредственно после них.

Для проб вод, отобранных зондами (таблица 3.5), определены массовые концентрации растворённого кислорода.

Перечень контролируемых теплофизических параметров и контрольные точки показаны на рис. 3.1.

3.1.2.2. Методика опытно-промышленного исследования деаэрации воды центробежно-вихревым деаэратором

Методика опытно-промышленного исследования деаэрации соответствовала требованиям стандарта отрасли СО 34.40.514 «Методические указания по испытаниям вакуумных деаэраторов» в части порядка проведения опытов и организации контроля к испытаниям первой категории сложности. Исследование проведено по утверждённой «Программе режимно-наладочных испытаний деаэрационной установки с вакуумным деаэрационным устройством ДЦВ-200».

Во время проведения экспериментальных исследований деаэрационная установка находилась в автономном режиме промышленной эксплуатации. Каждый опыт с изменением производительности деаэратора и/или температуры деаэрируемой воды проводился при соблюдении следующих условий:

- стабилизация отношения расходов холодной и нагретой исходных вод питьевого качества, обратной сетевой воды, поступающих в промежуточный бак. Это требуется для обеспечения постоянства химического состава деаэрируемой воды. Допускались относительные отклонения этих отношений не более ± 5 % от заданных значений этих отношений;

- стабилизация объёмных расходов деаэрируемой и деаэрированной вод. Допускались относительные отклонения расходов воды не более ± 5 % от заданных значений этих расходов;

- стабилизация уровня воды в деаэраторном баке с отклонениями не более ± 100 мм;

- стабилизация температур деаэрируемой воды в промежуточном баке и нагретой деаэрируемой воды перед ДЦВ, деаэрированной воды, рабочей (эжектирующей) воды с отклонениями не более ± 2°С от заданных значений этих температур;

- стабилизация давления (вакуума) в деаэраторе с отклонениями, соответствующими отклонениям температуры деаэрированной воды не более 2°С;

- степень открытия запорной арматуры на трубопроводах выпара – 100 %.

Параметры установившегося режима выдерживались перед проведением измерений и регистрацией их результатов в течение времени не менее 20 минут при испытаниях ДЦВ и в течение времени на 20 минут более времени пребывания воды в деаэраторном баке (при испытаниях деаэратора в целом). Измерения тепловых контролируемых параметров повторялись в рамках каждого опыта от пяти до семи раз. Длительность проведения измерений в каждом опыте при установившемся (стационарном) режиме – до двух часов.

Таблица 3.6. **Условия проведения основных опытов: значения регулируемых факторов**

Объёмный расход деаэрируемой воды, $м^3/ч$	60			80		100		120		130	160	
Температура деаэрируемой воды, °С	65	70	90	75	90	65	90	65	90	90	70	90
Давление рабочей воды перед эжектором, $кгс/см^2$	2,2÷2,9											
Расход рабочей (эжектирующей) воды, $м^3/ч$	36÷39 при работе одного эжектора											
Температура рабочей воды, °С	До 45 (номинальная меньше температуры деаэрированной воды на 15 °С).											

Примечания: 1) длительность каждого опыта не менее 90 минут; 2) ограничения по диапазону регулирования температуры и расхода связаны с эксплуатационными затруднениями.

При испытаниях деаэрационной установки ДЦВ-200 проведено 19 опытов с изменением температуры деаэрируемой воды и нагрузки на деаэратор.

3.1.2.3. Обработка экспериментальных данных

В ходе экспериментальных исследований был сформирован блок опытных данных по режимам работы ДЦВ, включающий теплофизические характеристики теплоносителей на входе и выходе этих устройств, а также массовые концентрации растворённого кислорода.

Для решения поставленных в данном исследовании задач необходимо было выполнить обработку экспериментальных данных таким образом, чтобы получить в условиях опытов значения теплотехнических характеристик потоков теплоносителей и массовой концентрации растворённого кислорода в них на входе и выходе ДЦВ.

По полученным первичным результатам замеров параметров, характеризующих эффективность деаэрации воды, после отсева грубых промахов (использовано тестирование по критерию Кохрена), а также исключения известных систематических погрешностей (приняты согласно результатов поверки средств измерения), установлены окончательные результаты измерений параметров в опытах и доверительные границы погрешности окончательных результатов измерений (в частности, использованы приписанные характеристики погрешности кислородомера МАРК-302т). Результаты обработки данных, характеризующих эффективность деаэрации воды, приведены в табл. 3.7.

3.1.2.4. Результаты опытно-промышленного исследования деаэрации воды центробежно-вихревым деаэратором

Экспериментальные данные опытно-промышленного исследования деаэрации воды центробежно-вихревым деаэратором представлены в табл. 3.7.

Таблица 3.7. **Результаты опытно-промышленного исследования деаэрации воды центробежно-вихревым деаэратором**

№	$P_а$	C $[O_2]$ /1	C $[O_2]$ /2	C $[O_2]$ /НДВ	T_1	T_2	$T_{д.в.}$	$Q_{д.в.}$	$P_{в\ ДЦВ}$	$P_{в\ АБ}$	Режим $Q_{д.в.}/T_1$
1.	99,9 ± 0,6	3,710 ± 0,374	2,040 ± 0,207	0,250 ± 0,028	88,8 ± 0,1	87,9 ± 0,1	84,6 ± 0,1	120,1 ± 0,7	-0,263 ± 0,008	-0,443 ± 0,007	120/90
2.	99,9 ± 0,6	4,100 ± 0,413	2,435 ± 0,247	0,266 ± 0,030	91,0 ± 0,1	90,0 ± 0,1	85,0 ± 0,1	160,1 ± 1,0	-0,180 ± 0,008	-0,420 ± 0,008	160/90
3.	100,3 ± 0,6	3,920 ± 0,395	1,755 ± 0,179	0,280 ± 0,031	91,7 ± 0,1	90,6 ± 0,1	84,6 ± 0,1	121,3 ± 0,7	-0,216 ± 0,008	-0,436 ± 0,008	120/90
4.	100,3 ± 0,6	6,405 ± 0,644	4,610 ± 0,464	2,110 ± 0,214	65,9 ± 0,1	64,1 ± 0,1	64,0 ± 0,1	119,2 ± 0,7	-0,432 ± 0,008	-0,538 ± 0,007	120/65
5.	100,3 ± 0,6	4,940 ± 0,497	3,130 ± 0,316	1,945 ± 0,198	65,1 ± 0,1	64,8 ± 0,1	63,8 ± 0,1	62,1 ± 0,4	-0,495 ± 0,008	-0,550 ± 0,007	60/65
6.	100,3 ± 0,6	4,475 ± 0,451	4,015 ± 0,405	1,190 ± 0,122	71,6 ± 0,1	70,5 ± 0,1	66,3 ± 0,1	61,4 ± 0,4	-0,580 ± 0,008	-0,646 ± 0,008	60/70
7.	100,3 ± 0,6	3,915 ± 0,395	1,915 ± 0,195	0,230 ± 0,026	89,6 ± 0,1	89,0 ± 0,1	84,6 ± 0,1	120,1 ± 0,7	-0,234 ± 0,007	-0,447 ± 0,007	120/90
8.	100,3 ± 0,6	3,608 ± 0,364	1,900 ± 0,193	0,105 ± 0,014	88,5 ± 0,1	87,4 ± 0,1	80,3 ± 0,1	120,2 ± 0,7	-0,302 ± 0,007	-0,545 ± 0,007	120/90
9.	100,3 ± 0,6	3,730 ± 0,376	0,750 ± 0,078	0,030 ± 0,006	89,1 ± 0,1	87,9 ± 0,1	77,0 ± 0,1	82,1 ± 0,5	-0,394 ± 0,008	-0,610 ± 0,008	80/90
10.	100,3 ± 0,6	3,890 ± 0,392	0,750 ± 0,078	0,083 ± 0,011	90,5 ± 0,1	88,4 ± 0,1	81,3 ± 0,1	81,3 ± 0,5	-0,353 ± 0,007	-0,513 ± 0,008	80/90
11.	100,0 ± 0,6	3,350 ± 0,338	1,545 ± 0,158	0,247 ± 0,028	87,8 ± 0,1	86,8 ± 0,1	82,8 ± 0,1	82,2 ± 0,5	-0,290 ± 0,008	-0,473 ± 0,007	120/90
12.	100,0 ± 0,6	3,630 ± 0,366	0,610 ± 0,064	0,168 ± 0,020	88,3 ± 0,1	86,0 ± 0,1	80,9 ± 0,1	124,1 ± 0,8	-0,390 ± 0,008	-0,510 ± 0,008	60/90
13.	100,0 ± 0,7	3,480 ± 0,351	0,563 ± 0,059	0,052 ± 0,008	87,3 ± 0,1	84,3 ± 0,1	77,4 ± 0,1	63,1 ± 0,4	-0,430 ± 0,009	-0,583 ± 0,008	60/90
14.	100,0 ± 0,6	3,320 ± 0,335	0,580 ± 0,061	0,029 ± 0,006	88,1 ± 0,1	85,1 ± 0,1	77,3 ± 0,1	63,3 ± 0,4	-0,406 ± 0,007	-0,583 ± 0,008	60/90
15.	99,5 ± 0,6	3,760 ± 0,379	1,125 ± 0,116	0,053 ± 0,008	89,7 ± 0,1	89,0 ± 0,1	79,7 ± 0,1	63,1 ± 0,4	-0,297 ± 0,008	-0,540 ± 0,007	120/90
16.	99,5 ± 0,7	3,250 ± 0,328	1,848 ± 0,188	0,059 ± 0,009	91,7 ± 0,1	90,2 ± 0,1	81,5 ± 0,1	59,4 ± 0,4	-0,210 ± 0,008	-0,500 ± 0,007	130/90
17.	99,1 ± 0,7	3,300 ± 0,333	1,870 ± 0,190	0,067 ± 0,010	88,9 ± 0,1	87,8 ± 0,1	80,3 ± 0,1	118,1 ± 0,8	-0,291 ± 0,009	-0,535 ± 0,008	120/90
18.	99,1 ± 0,6	3,690 ± 0,372	1,555 ± 0,159	0,042 ± 0,007	88,0 ± 0,1	86,6 ± 0,1	79,0 ± 0,1	128,2 ± 0,8	-0,355 ± 0,008	-0,560 ± 0,007	100/90
19.	99,1 ± 0,6	3,995 ± 0,403	1,615 ± 0,165	0,256 ± 0,029	89,1 ± 0,1	87,8 ± 0,1	84,3 ± 0,1	122,3 ± 0,8	-0,305 ± 0,008	-0,430 ± 0,009	100/90

Примечание:

В таблице 3.7 использованы следующие обозначения параметров:

- $P_а$ – атмосферное давление, кПа

- $P_{в\ ДЦВ}$ – рабочее давление выпара (вакуум) в ДЦВ-1, кгс/см^2;

- $P_{в\ АБ}$ – рабочее давление в паровом пространстве деаэраторного бака АБ-1 (вакуум), кгс/см^2;

- T_1 - температура деаэрируемой воды перед ДЦВ-1, ^{o}C;

- T_2 - температура деаэрируемой воды после ДЦВ-1, ^{o}C;

- $T_{д.в.}$ - температура деаэрированной воды после деаэраторного бака АБ-1, ^{o}C;

- $Q_{д.в.}$ – расход деаэрируемой воды, м^3/ч;

- С [O_2] /1– массовая концентрация растворённого кислорода в деаэрируемой воде перед ДЦВ-1, мг/дм^3;

- С [O_2] /2– массовая концентрация растворённого кислорода в деаэрируемой воде после ДЦВ-1, мг/дм^3;

- С [O_2] /НДВ– массовая концентрация растворённого кислорода в деаэрированной воде после НДВ, мг/дм^3.

3.2. Обработка экспериментальных данных для определения коэффициента массопереноса в центробежно-вихревом деаэраторе

Приведённые в предыдущем подразделе результаты экспериментальных исследований позволяют выполнить идентификацию предложенной модели деаэрации воды в вакуумных центробежно-вихревых деаэраторах, в ходе которой площадь межфазной поверхности может быть рассчитана предложенным ранее методом.

Порядок обработки экспериментальных результатов определения коэффициента массопереноса в центробежно-вихревом деаэраторе приведён в табл. 3.8.

Таблица 3.8. **Порядок обработки экспериментальных результатов определения коэффициента массопереноса в центробежно-вихревом деаэраторе**

Показатель	**Обозначение**	**Единица измерения**	**Способ определения**	**Примечание**
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ				
Расход исходной воды, направляемой на вход в ДЦВ	G_{02}	кг/с	Табл. 3.7	
Массовая концентрация растворённого кислорода в воде на входе ДЦВ	C_{02}	мкг/кг	Табл. 3.7	
Массовая концентрация растворённого кислорода в воде на выходе ДЦВ	C_2	мкг/кг	Табл. 3.7	
Температура воды перед ДЦВ	t_{20}	^oC	Табл. 3.7	
Температура воды после ДЦВ	t_2	^oC	Табл. 3.7	
Атмосферное давление	P_a	Па	Табл. 3.7	
Измеренное разрежение в ДЦВ	$P_{в\ ДЦВ}$	кгс/см^2	Табл. 3.7	
РАСЧЁТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ				
Абсолютное давление в ДЦВ	$P_{ДЦВ}$	Па	$P_a + P_{в\ ДЦВ}$ *98066,5	
Разность температур воды в ДЦВ	Δt_2	^oC	$t_{20} - t_2$	
Температура воды в ДЦВ средняя	$t_{ДЦВ}$	^oC	$(t_{20} + t_2) / 2$	
Скрытая теплота парообразования в паровом пространстве ДЦВ	$r_{ДЦВ}$	кДж/кг	f ($P_{ДЦВ}$) - по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	
Теплоёмкость воды изобарная	$C_в$	кДж/(кгК)	f ($P_{ДЦВ}$; $t_{ДЦВ}$) - по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	
Критерий Кутателадзе для ДЦВ	Ku	ед.	$r_{ДЦВ} / (C_в * \Delta t_2)$	
Удельная площадь межфазной поверхности в ДЦВ	$S_{ДЦВ}$	м^2/кг	f ($x = 1 / Ku_{ДЦВ}$) – по рис. 2.4	

Показатель	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	Примечание
Средний по поверхности контакта фаз коэффициент массопереноса по растворённому кислороду в ДЦВ	$k_{m,}$	кг/(м^2*с)	Значение коэффициента вначале задается, добиваясь последующей корректировкой минимального (допустимого) рассогласования расчётной и экспериментальной концентрации растворённого кислорода на выходе ДЦВ	Корректировка выполняется до совпадения расчётной и экспериментальной концентрации растворённого кислорода на выходе ДЦВ
Расход пара на входе	G_{01}	кг/с	Равен нулю	
Расход выпара из ДЦВ	G_1	кг/с	G_{02} / $Ku_{ДЦВ}$	
Плотность пара в ДЦВ	$\rho_п$	кг/м^3	f ($P_{ДЦВ}$) - по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	
Плотность воды в ДЦВ средняя	$\rho_в$	кг/м^3	f ($P_{ДЦВ}$; $t_{ДЦВ}$) – по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	
Константа фазового равновесия	k_g	ед.	По аппроксимирующей зависимости: $(\rho_п / \rho_в)*10^3*(-4{,}49997*(t_{ДЦВ})^2 + 927{,}715* t_{ДЦВ} + 25324{,}92) / (P_{ДЦВ} / 98066{,}5)$	$k_g = \frac{\rho_п m_{pX}}{\rho_ж P_0}$, где m_{pX} – константа Генри в зависимости от $t_{ДЦВ}$ [2]; P_0 – абсолютное давление в системе (в тех же единицах измерения, что и m_{pX})
Расход воды на выходе	G_2	кг/с	$G_{02} - G_1$	
Концентрация растворённого кислорода в паре на входе	C_{01}	кг/кг	Равна нулю	
Площадь поверхности контакта фаз	F	м^2/кг	$S_{ДЦВ}$	

Показатель	**Обозначение**	**Единица измерения**	**Способ определения**	**Примечание**
Коэффициент a_{11}	a_{11}	–	$-k_m / G_1$	
Коэффициент a_{12}	a_{12}	–	$k_m * k_g / G_1$	
Коэффициент a_{21}	a_{21}	–	$-k_m / G_2$	
Коэффициент a_{22}	a_{22}	–	$-k_m * k_g / G_2$	
Коэффициент b_{11}	b_{11}	–	$a_{11}/(a_{11} + a_{22})*(a_{22}/a_{11} + \exp((a_{11}+a_{22})*F))$	
Коэффициент b_{12}	b_{12}	–	$-a_{12}/(a_{11} + a_{22})*(1 - \exp((a_{11}+a_{22})*F))$	
Коэффициент b_{21}	b_{21}	–	$-a_{11}*a_{22}/(a_{11} + a_{22}) / a_{21}*(1 - \exp((a_{11}+a_{22})*F))$	
Коэффициент b_{22}	b_{22}	–	$a_{11}/(a_{11} + a_{22})*(1+a_{22}/a_{11}*\exp((a_{11}+a_{22})*F))$	
Матрица процесса массообмена	**B**	–	$\begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix}$	
Матрица концентраций кислорода на выходе ДЦВ	**C**	–	$\mathbf{B}*[\ C_{01};\ C_{02}]$	
Концентрация растворённого кислорода в воде на выходе из ДЦВ	C_2^p	мкг/кг	C_2	

Сводные данные по параметрам потоков теплоносителей в опытах и найденным значениям параметра идентификации модели (коэффициента массопереноса) приведены в табл. 3.9.

Таблица 3.9. **Основные условия опытов и результаты идентификации модели**

Наименование показателя, единица измерения	**Значение показателя**									
Номер опыта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Расход воды на входе, т/ч	120,1	160,1	121,3	119,2	62,1	61,4	120,1	120,2	82,1	81,3
Температура воды на входе, ^{o}C	88,8	91,0	91,7	65,9	65,1	71,6	89,6	88,5	89,1	90,5
Температура воды на выходе, ^{o}C	87,9	90,0	90,6	64,1	64,8	70,5	89,0	87,4	87,9	88,4
Абсолютное давление в деаэраторе, бар	0,740	0,822	0,791	0,579	0,518	0,434	0,774	0,707	0,617	0,657
Массовая концентрация растворенного кислорода в воде на входе, мкг/дм^3	3710	4100	3920	6405	4940	4475	3915	3608	3730	3890
Массовая концентрация растворённого кислорода в воде на выходе из центробежно-вихревой ступени деаэратора, мкг/дм^3	2040	2435	1755	4610	3130	4015	1915	1900	750	750
Коэффициент массопереноса по результатам идентификации модели, мкг/(м^2 с)	60,3	60,3	50,2	45,2	150,6	5,0	75,3	50,2	50,2	30,1

Окончание табл. 3.9

Наименование показателя, единица измерения	**Значение показателя**								
Номер опыта	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Расход воды на входе, т/ч	82,2	124,1	63,1	63,3	63,1	59,4	118,1	128,2	122,3
Температура воды на входе, ^{o}C	87,8	88,3	87,3	88,1	89,7	91,7	88,9	88,0	89,1
Температура воды на выходе, ^{o}C	86,8	86,0	84,3	85,1	89,0	90,2	87,8	86,6	87,8
Абсолютное давление в деаэраторе, бар	0,716	0,618	0,578	0,602	0,704	0,789	0,706	0,643	0,692
Массовая концентрация растворенного кислорода в воде на входе, мкг/дм^3	3350	3630	3480	3320	3760	3250	3300	3690	3995
Массовая концентрация растворённого кислорода в воде на выходе из центробежно-вихревой ступени деаэратора, мкг/дм^3	1545	610	563	580	1125	1848	1870	1555	1615
Коэффициент массопереноса по результатам идентификации модели, мкг/(м^2 с)	40,2	45,2	22,6	22,6	70,3	15,1	50,2	62,8	55,2

3.3. Разработка эмпирического обеспечения математической модели

Для того чтобы сделать возможным использование предложенной модели при расчёте центробежно-вихревого деаэратора в условиях, отличных от опытных, разработано эмпирическое обеспечение модели в виде критери-

ального уравнения для расчёта коэффициента массопереноса по растворённому кислороду.

Рассмотрим этапы разработки критериального уравнения, обеспечивающего расчёт значений коэффициента массопереноса по растворённому кислороду.

Формулировка задачи. С.С. Кутателадзе теоретически получено [62] обобщённое критериальное уравнение, характеризующее деаэрацию воды в условиях работы барботажного устройства (или в общем случае – для системы «жидкость, близкая к состоянию насыщения – пар»):

$$\frac{C_2 - C^*}{C_1 - C^*} = f\left(Fr_б; \frac{\rho_п}{\rho_ж}; \frac{G_ж}{G_п}; \frac{\sigma}{g\rho_ж h_0^{\,2}}; \frac{p}{g\rho_ж h_0} \right), \qquad (3.1)$$

где C_2 и C_1, мкг/дм^3 – массовые концентрации растворённого кислорода соответственно на выходе и входе устройства; C^*, мкг/дм^3 – массовая равновесная концентрация растворённого кислорода; $Fr_б$ – критерий Фруда для барботажного устройства; $\rho_п$ и $\rho_ж$, кг/м^3 – плотности соответственно пара и воды; $G_ж$ и $G_п$, кг/с – массовые расходы соответственно воды и пара на входе в барботажное устройство; g, м/с^2 – ускорение свободного падения; σ, Н/м – коэффициент поверхностного натяжения воды; p, Па – абсолютное давление пара на входе; h_0, м – гидростатический уровень воды в барботажном устройстве.

Для рассматриваемых в нашем случае условий центробежно-вихревой деаэрации воды необходимо сделать несколько замечаний:

1. Согласно поставленной цели, требуется определять не отношение разностей концентраций газа в воде и паре, используемое в выражении (3.1), а непосредственно коэффициент массопереноса. В этом случае будем использовать критерий Шервуда как безразмерную характеристику интенсивности процесса газообмена:

$$Sh = \frac{k_m d}{D_ж \rho_ж}, \qquad (3.2)$$

где k_m, кг/(м^{2}с) – средний по поверхности контакта фаз коэффициент массопереноса по растворённому кислороду; d, м – определяющий размер, в качестве которого выбран диаметр корпуса центробежно-вихревой зоны деаэратора; $D_ж$, м^2/с – коэффициент молекулярной диффузии кислорода в воде.

2. Критерий Фруда для барботажного устройства является мерой соотношения скорости пара и потенциальной скорости воды в отверстиях барботажного листа. Для центробежного течения критерий Фруда может быть рассчитан как [164]

$$Fr = \frac{\omega^2 d}{2g}. \qquad (3.3)$$

где ω, 1/с – угловая скорость потока жидкости.

3. Отношение расходов теплоносителей $G_ж$ / $G_п$ для деаэратора, работающего в режиме перегретой воды, однозначно определяется критерием Кутателадзе, рассчитываемым по выражению [164]

$$Ku = \frac{r}{c\Delta T}, \qquad (3.4)$$

где r – удельная теплота парообразования; с – удельная теплоемкость воды; ΔT – перегрев воды относительно температуры насыщения при давлении в деаэраторе.

4. В соответствии с выводами, сделанными С.С. Кутателадзе [62], влияние факторов $\left(\frac{\sigma}{g\rho_ж h_0^{\,2}}\right)$ и $\left(\frac{p}{g\rho_ж h_0}\right)$ становится заметным только при существенных изменениях давления, например, при переходе от деаэраторов атмосферного типа к деаэраторам повышенного давления. Ранее установлено отсутствие связи этих факторов с функцией отклика для условий барботажной деаэрации воды при малом изменении давления [178]. В соответствии с этими выводами исключим рассматриваемые факторы из уравнения регрессии.

Таким образом, будем искать расчётное критериальное уравнение в следующем виде:

$$Sh = f\left(Fr; \frac{\rho_п}{\rho_ж}; Ku\right). \qquad (3.5)$$

Определяющими параметрами при расчёте теплофизических параметров являются средняя температура воды в деаэраторе и абсолютное давление в нём.

Спецификация модели. Искомое уравнение регрессии, согласно рекомендациям [62], запишем в мультипликативном виде:

$$Sh = m_0 Fr^{m_1} \left(\frac{\rho_п}{\rho_ж} \right)^{m_2} Ku^{m_3}, \qquad (3.6)$$

где $m_0 \ldots m_3$ – параметры идентификации.

Выполним корреляционный анализ для имеющегося массива экспериментальных данных (табл. 3.9) с использованием аппарата для множественной линейной регрессии [179, 180] (исходное уравнение (3.6) предварительно прологарифмируем). Матрица коэффициентов парной корреляции приведена в виде табл. 3.10.

Таблица 3.10. **Матрица коэффициентов парной корреляции***

Факторы / функция отклика	ln(Sh)	ln(Fr)	$\ln\left(\frac{\rho_п}{\rho_ж}\right)$	ln(Ku)
ln(Sh)	1	0,70 [4,0; 2,1]	0,46 [2,1; 2,1]	0,60 [3,1; 2,1]
ln(Fr)	0,70 [4,0; 2,1]	1	0,73 [4,4; 2,1]	0,01 [0,1; 2,1]
$\ln\left(\frac{\rho_п}{\rho_ж}\right)$	0,46 [2,1; 2,1]	0,73 [4,4; 2,1]	1	0,05 [0,2; 2,1]
ln(Ku)	0,60 [3,1; 2,1]	0,01 [0,1; 2,1]	0,05 [0,2; 2,1]	1

* **Примечание.** В квадратных скобках через точку с запятой указаны показатели значимости коэффициентов парной корреляции: значение критерия Стьюдента; критическое значение критерия Стьюдента.

Полученные данные позволяют сделать следующие выводы:

– теснота связи фактора $\ln\left(\frac{\rho_п}{\rho_ж}\right)$ с функцией отклика может быть охарактеризована как неявная (критерий Стьюдента находится на уровне меньше критического значения). Кроме того, рассматриваемый фактор и фактор ln(Fr), судя по значению межфакторного коэффициента парной корреляции 0,73, должны быть коллинеарными. Анализ данных позволяет заключить, что эта связь обусловлена технологическими особенностями процесса – чем больше значение критерия Фруда (больше угловая скорость потока, то есть больше расход воды в деаэратор), больше гидравлическое сопротивление аппарата, тем больше при прочих равных условиях абсолютное давление в нём и тем больше отношение плотностей теплоносителей. Однако исключать эти

факторы из рассмотрения на этом этапе преждевременно; целесообразность такого решения будет доказана далее при анализе значимости коэффициентов регрессии итогового уравнения;

– факторы ln(Ku) и ln(Fr) тесно связаны с функцией отклика, на что указывают значения коэффициента парной корреляции 0,7 и 0,6. Коллинеарность фактора ln(Ku) с факторами ln(Fr) и $\ln\left(\frac{\rho_{п}}{\rho_{ж}}\right)$ не выявлена: коэффициенты парной корреляции близки к нулю.

Идентификация уравнения регрессии. Искомые параметры идентификации m_0, m_1, m_2 и m_3 уравнения регрессии (3.6) после его логарифмирования определены методом наименьших квадратов. В результате искомое уравнение регрессии получено в виде:

$$Sh = 2,331\times10^{-15}\,Fr^{0,526}\left(\frac{\rho_{п}}{\rho_{ж}}\right)^{-2,832} Ku^{0,783}. \qquad (3.7)$$

На рис. 3.8 выполнено сопоставление рассчитанных по уравнению (3.7) и экспериментальных значений критерия Шервуда.

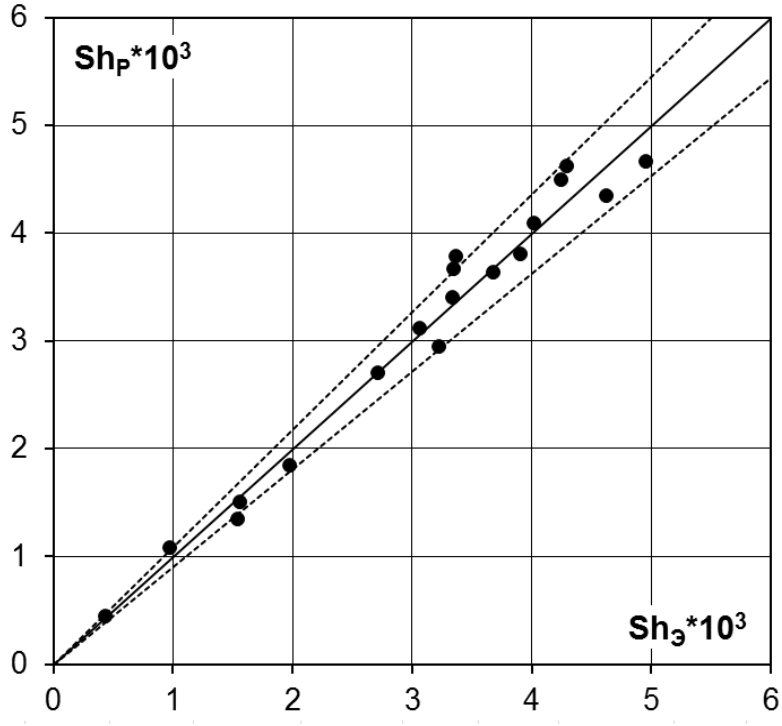


Рис. 3.8. Сопоставление экспериментальных и расчётных значений критерия Шервуда: $Sh_Э$ и $Sh_Р$ – соответственно экспериментальные и расчётные значения критерия Шервуда; сплошная линия – совпадение экспериментальных и расчётных значений; пунктирные линии – границы 95%-го доверительного интервала, обусловленного погрешностью измерения параметров в условиях опытов; точки – результаты расчёта по уравнению регрессии (3.7)

Оценка качества регрессии и существенности факторов. Множественное корреляционное отношение для уравнения регрессии (3.7) составляет R = 0,996, а скорректированное значение этого показателя (с учётом поправки на число степеней свободы) равно $\overline{R}$ = 0,995. Показатели значимости уравнения (3.7):

– доказательство с использованием критерия Фишера: значение критерия Фишера составило 107,2; критическое значение 2,4 (уровень значимости здесь и далее принят равным 0,95);

– доказательство с использованием критерия Стьюдента: значение критерия Стьюдента получено на уровне 496,1 при критическом значении 2,1.

Статистическую значимость каждого из включённых в уравнение факторов выполним с использованием критерия Стьюдента и частных критериев Фишера. Результаты проверки приведены в табл. 3.11. Полученные результаты доказывают, что влияние на функцию отклика каждого из рассматриваемых факторов является статистически значимым.

Таблица 3.11. **Результаты оценки статистической значимости факторов**

Показатель	**Значение для факторов**		
	ln(Fr)	$\ln\left(\frac{\rho_п}{\rho_ж}\right)$	**ln(Ku)**
Частный критерий корреляции при исключении фактора	0,992	0,996	0,994
Критерий Стьюдента для частного критерия корреляции при исключении фактора (критическое значение)	279,6 (2,46)	506,8 (2,46)	349,4 (2,46)
Частный критерий Фишера (критическое значение)	1046,6 (4,5)	1903,3 (4,5)	1309,8 (4,5)

Исследование остатков. Сумма остатков ε, определённых как разность между экспериментальным и расчётным значениями критерия Шервуда в опытах, составила меньше 1,6 % от среднего наблюдаемого значения критерия Шервуда. Проверка остатков на принадлежность нормальному распределению не выполнялась из-за малости выборки. При анализе зависимостей ε от каждого из факторов тенденций не выявлено.

Полученное критериальное уравнение (3.7) обеспечивает расчёт коэффициента массопереноса по растворённому кислороду в центробежно-вихревом деаэраторе, работающем под вакуумом в режиме перегретой воды.

Погрешность расчётного определения коэффициента массопереноса при этом составила 6,5 %, что можно признать удовлетворительным. Предложенное уравнение справедливо при изменении факторов в следующих диапазонах: критерия Фруда от 3,5 до 25,5; критерия Кутателадзе от 180 до 2075; отношения плотности сухого насыщенного пара при давлении в деаэраторе к плотности воды при том же давлении и средней температуре воды в деаэраторе от $2,7*10^4$ до $5,1*10^4$.

3.4. Выводы по главе 3

1. Проведены экспериментальные исследования процессов деаэрации воды в центробежно-вихревой деаэрационной установке, в ходе которых получены значения теплотехнических характеристик потоков воды на входе и выходе центробежно-вихревой и капельной ступеней, а также значения массовой концентрации растворённого в этих потоках кислорода.

2. Полученные экспериментальные данные использованы для идентификации модели, обеспечивающей расчёт десорбции растворённого кислорода в центробежно-вихревом деаэраторе. В ходе идентификации получены значения среднего по поверхности контакта фаз коэффициента массопереноса по растворённому кислороду.

3. Результаты идентификации модели обобщены в виде критериального уравнения, обеспечивающего расчёт среднего по поверхности контакта фаз коэффициента массопереноса по растворённому кислороду при изменении режимных параметров центробежно-вихревого деаэратора.

4. ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ РАБОТЫ

4.1. Наладка деаэрационной установки ДЦВ-200 с разработкой режимной карты

Результаты натурных исследований деаэрации использованы для общей оценки технологической эффективности и разработки уточнённой режимной карты деаэрационной установки ДЦВ-200 (далее, ДУ). Объект, методика и программа исследований (испытаний) ДУ описаны в главе 3.

При деаэрации воды определяющими её эффективность являются теплофизические параметры. Именно этот факт лежит в основе выбора «основной режимной характеристики» классического термического деаэратора «недогретой» воды – зависимости концентрации кислорода в деаэрированной воде от расхода деаэрированной воды и нагрева воды в деаэраторе.

Для деаэратора перегретой воды в качестве режимных характеристик, определяющих влияние основных режимных факторов на эффективность обескислороживания, может быть предложен следующий набор технологических функциональных зависимостей:

Зависимость **Зав.1**: концентрации кислорода в деаэрированной воде от производительности деаэрационной установки;

Зависимость **Зав.2**: концентрации кислорода в деаэрированной воде от температуры деаэрируемой воды;

Зависимость **Зав.3**: концентрации кислорода в деаэрированной воде от уменьшения температуры воды при её деаэрации;

Зависимость **Зав.4:** удельного расхода выпара от температуры деаэрируемой воды;

Зависимость **Зав.5**: концентрации кислорода в деаэрированной воде от удельного расхода выпара;

Зависимость **Зав.5**: концентрации кислорода в деаэрированной воде от вакуума в трубопроводе выпара.

Указанные двухфакторные технологические зависимости «функция – фактор» выявлены экспериментально. Их графическое представление указывает на следующие особенности деаэрации в ДЦВ:

●- все зависимости для центробежно-вихревой ступени (ЦВС) и зависимости **Зав.1 и Зав.2, Зав.3, Зав4** для ДУ в целом характеризуются разбросом точек, соответствующих результатам совместных измерений. Этот разброс свидетельствует о существенном влиянии на эффективность обескислороживания множества факторов и необходимости критериальной математической модели;

●- существует тенденция увеличения концентрации кислорода в воде как после ЦВС, так и в деаэрированной воде на напоре насосов деаэрированной воды, то есть после капельной ступени (КС) ДЦВ, при увеличении расхода воды через ДУ. Это может быть объяснено как малым временем деаэрации воды в ЦВС из-за её небольших геометрических размеров, так и недостаточным значением удельного расхода выпара. Тем не менее, деаэрация воды в ЦВС ДЦВ обеспечивает уменьшение концентрации кислорода менее предела растворимости при давлении и температуре воды на выходе из ЦВС ДЦВ;

●- при увеличении температуры деаэрируемой воды перед ЦВС ДЦВ не происходит уменьшение концентрации кислорода в деаэрированной воде после ЦВС и КС ДЦВ. Такое возможно, если увеличение температуры не сопровождается увеличением удельного расхода выпара. Это предположение подтверждено экспериментальными данными и указывает на определяющую роль удельного расхода выпара ДУ;

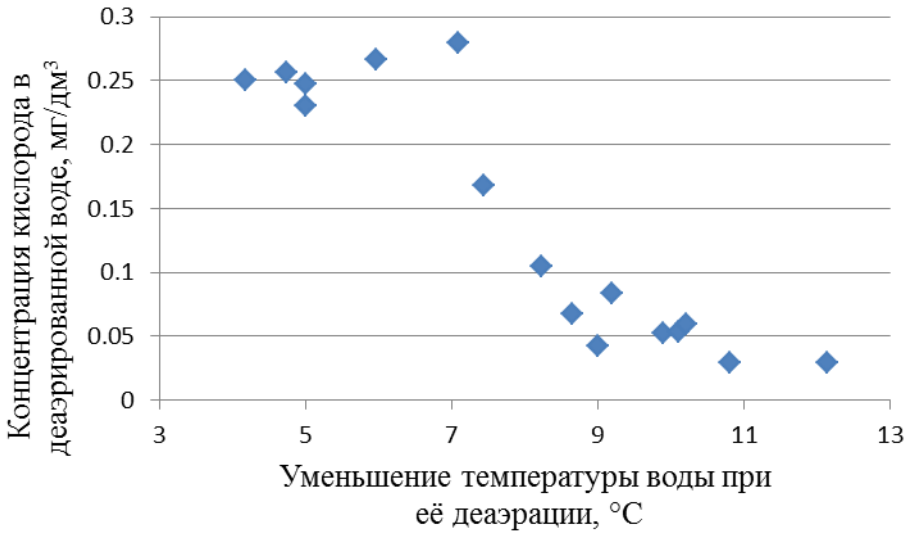


Рис. 4.1. Влияние уменьшения температуры при деаэрации воды на концентрацию кислорода в деаэрированной воде (ДУ в целом)

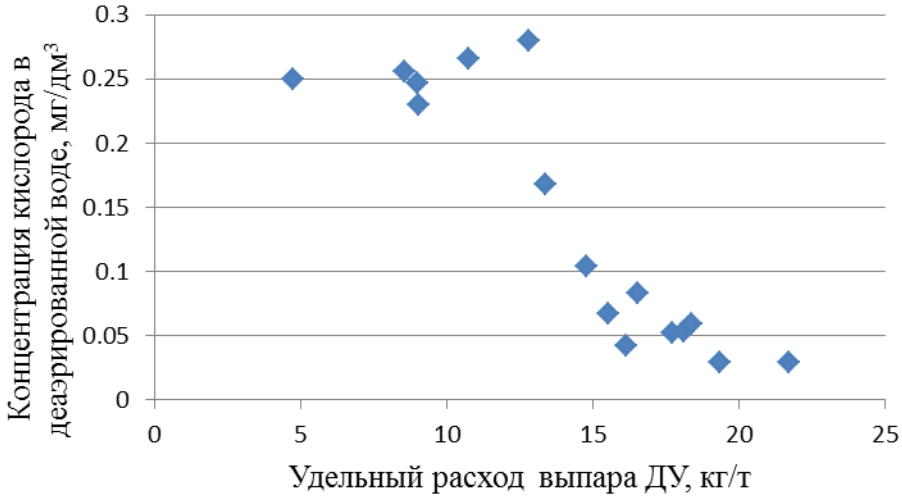


Рис. 4.2. Зависимость концентрации кислорода в деаэрированной воде от удельного расхода выпара ДУ

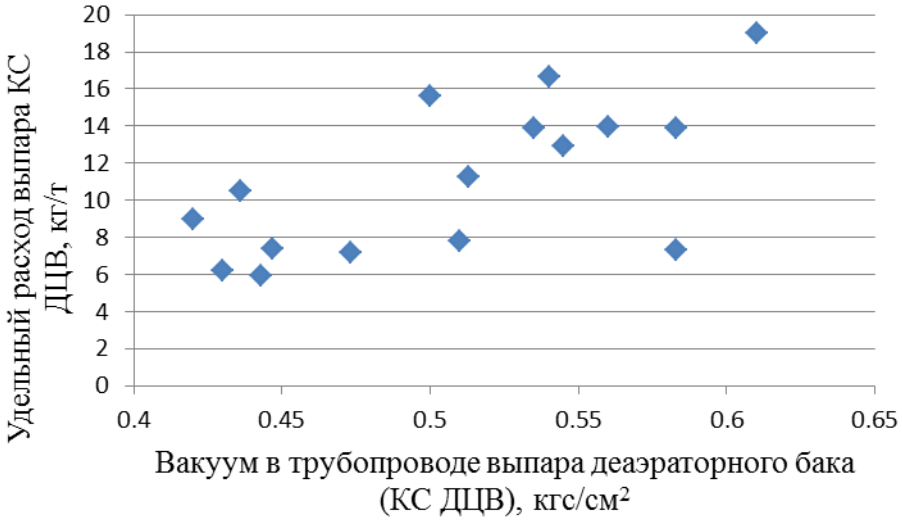


Рис. 4.3. Зависимость удельного расхода выпара КС ДЦВ от вакуума в трубопроводе выпара деаэраторного бака

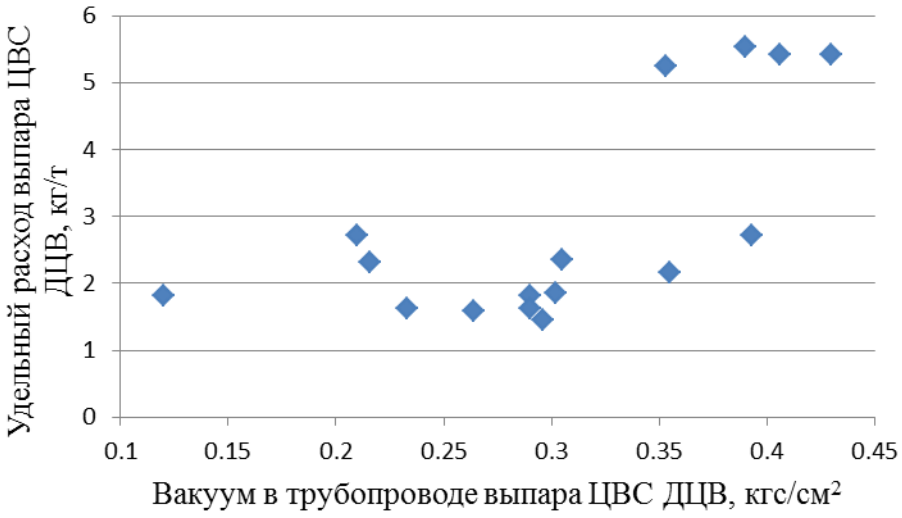


Рис. 4.4. Взаимосвязь удельного расхода выпара ЦВС ДЦВ от вакуума в трубопроводе её выпара

•- уменьшение температуры воды в ЦВС и КС обусловлено образованием выпара при расширении воды. Данные рис. 4.1, 4.2, 4.3 подтверждают определяющее влияние удельного расхода выпара при деаэрации воды в ДЦВ и указывают на малый удельный расход выпара ЦВС;

•- увеличение общего удельного расхода выпара ДУ приводит к уменьшению концентрации кислорода в деаэрированной воде (см. рис. 4.2). Удельный расход выпара ДУ с ДЦВ, созданной для деаэрации воды подпитки теплосети и добавочной воды паровых котлов ТЭЦ (концентрация кислорода в деаэрированной воде не более 0,05 мг/дм^3), должен быть не менее 15 кг/т. Деаэраторы, эксплуатируемые при таком удельном расходе выпара, могут быть рекомендованы в качестве аппаратов двойного назначения, обеспечивающих деаэрацию воды и получение конденсата выпара для использования в качестве добавочной обессоленной воды (см. п.4.2). Для технически эффективного обескислороживания воды требуется эксплуатация:

- ЦВС ДЦВ при вакууме в трубопроводе выпара этой ступени ДУ не менее 0,4 кгс/см^2,

- КС ДЦВ при вакууме в деаэраторном баке не менее 0,5 кгс/см^2.

Промышленные испытания легли в основу режимной карты по эксплуатации деаэрационной установки с деаэратором ДЦВ-200, переданной в ОмПО «Иртыш» (г. Омск). При этом выявлены границы регулировочных диапазонов изменения теплогидравлических параметров, в которых обеспечивается получение деаэрированной воды требуемого химического качества. Разработанная математическая модель принята к использованию при оперативной диагностике указанной установки.

Разработанная во второй главе математическая модель деаэрации в центробежно-вихревой ступени легла в основу метода расчёта процесса десорбции растворённого кислорода и его программной реализации. Алгоритм расчёта включает следующие блоки: 1 – ввод исходных данных; 2 – нахождение согласно (2.10) площади поверхности раздела фаз в центробежно-вихревой ступени; 3 – расчёт согласно (3.7) коэффициента массопереноса по растворённому кислороду; 4 – расчёт процесса десорбции растворённого кислорода согласно разработанной модели; 5 – вывод результатов расчёта (расходов во-

ды и пара и концентраций растворённого в них кислорода). На основе вычислительного алгоритма разработана программа для его реализации. Программа предназначена для исследовательского и учебного моделирования и расчёта процессов массообмена в центробежно-вихревом деаэраторе. При разработке программного обеспечения метода расчёта использовался пакет MATLAB.

Разработанный метод расчёта и компьютерный модуль использованы при определении проектных показателей двухцелевой деаэрационной установки, предназначенной для деаэрации воды и получения при этом дистиллята [185].

4.2. Методики расчёта проектных технологических показателей двухцелевой деаэрационной установки на базе центробежно-вихревого деаэратора

4.2.1. Цель и задачи этапа работы

Целью настоящего этапа работы является разработка методики расчёта проектных технологических показателей двухцелевой деаэрационной установки на базе центробежно-вихревого деаэратора ДЦВ-670 для крупных отопительных ТЭЦ с открытым водоразбором из тепловой сети.

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

– анализ проектных решений: технологической схемы, выбора оборудования, его компоновки в составе установки;

– разработка методики расчёта установки, проведение численных экспериментов для определения проектных технологических показателей работы установки в различных режимах работы.

4.2.2. Анализ проектных технологических решений

Эскизный проект двухцелевой деаэрационной установки на базе центробежно-вихревого деаэратора ДЦВ-670 разработан в 2007–2009 годах сводным коллективом сотрудников Ивановского государственного энергетического университета и компании ЗАО «Регион-Бизнес» (г. Москва) для Ом-

ской ТЭЦ-5 и был предложен как один из вариантов реконструкции существующей установки деаэрации подпиточной воды теплосети [146].

Оборудование второй очереди существующей установки деаэрации подпиточной воды теплосети Омской ТЭЦ-5, включающей четыре вакуумных деаэратора ДВ-800, было изношенным и требовало практически полной замены; номинальная производительность установки не достигалась; содержание растворённого кислорода в деаэрированной воде превосходило нормативное практически во всех режимах.

Основными целями создания двухцелевой деаэрационной установки являлись:

– обеспечение номинальной производительности установки деаэрации по подпиточной воде тепловой сети внешних потребителей 3000 т/ч;

– обеспечение нормативного химического качества подпиточной воды тепловой сети по содержанию растворённого кислорода (массовая концентрация не более 50 мкг/дм^3);

– получение дополнительного количества добавочной воды паровых котлов за счёт использования конденсата выпара деаэраторов подпитки теплосети с производительностью нетто по дистилляту 50 т/ч.

Для достижения поставленных целей разработчиками предложены следующие основные технические решения (рис. 4.5):

1) смонтировать на базе существующих четырёх деаэраторов ДВ-800 подпитки теплосети четыре автономных деаэрационных блока, каждый из которых включает следующее основное оборудование:

– собственно деаэрационную установку, состоящую из отдельно стоящего центробежно-вихревого деаэратора ДЦВ-670 и двух капельных деаэрационных устройств КД-335, расположенных в освобожденном от внутренних устройств корпусе деаэратора ДВ-800;

– конденсатор выпара деаэратора (первая ступень нагрева деаэрируемой воды), в который поступает выпар из первой и второй ступеней деаэрации;

– подогреватель второй ступени с выносным охладителем конденсата (вторая ступень нагрева деаэрируемой воды);

– эжектор трехступенчатый пароструйный со встроенным холодильником ЭП-3-25/75.

2) смонтировать следующее общегрупповое оборудование:

– группу из двух насосов сырой воды;

– группу из двух насосов двойного назначения – сырой воды и охлаждения эжекторов;

– промежуточные баки конденсата (два бака по 10-15 $м^3$);

– группу из двух насосов откачки конденсата.

Для реализации реконструкции требовалось выполнение следующего объёма работ:

а) собственно по деаэрационной установке:

– демонтировать внутренние устройства четырех деаэраторов ДВ-800 подпитки теплосети, выполнить усиление корпусов (деаэраторных баков);

– установить в паровом пространстве каждого деаэраторного бака два капельных деаэрационных устройства КД-335 суммарной номинальной производительностью 670 т/ч, максимальной производительностью 800 т/ч (вторая ступень деаэрации);

– перед каждым деаэраторным баком с капельными деаэрационными устройствами установить центробежно-вихревой деаэратор ДЦВ-670 (патент РФ № 213555) номинальной производительностью 670 т/ч, максимальной производительностью 800 т/ч (первая ступень деаэрации);

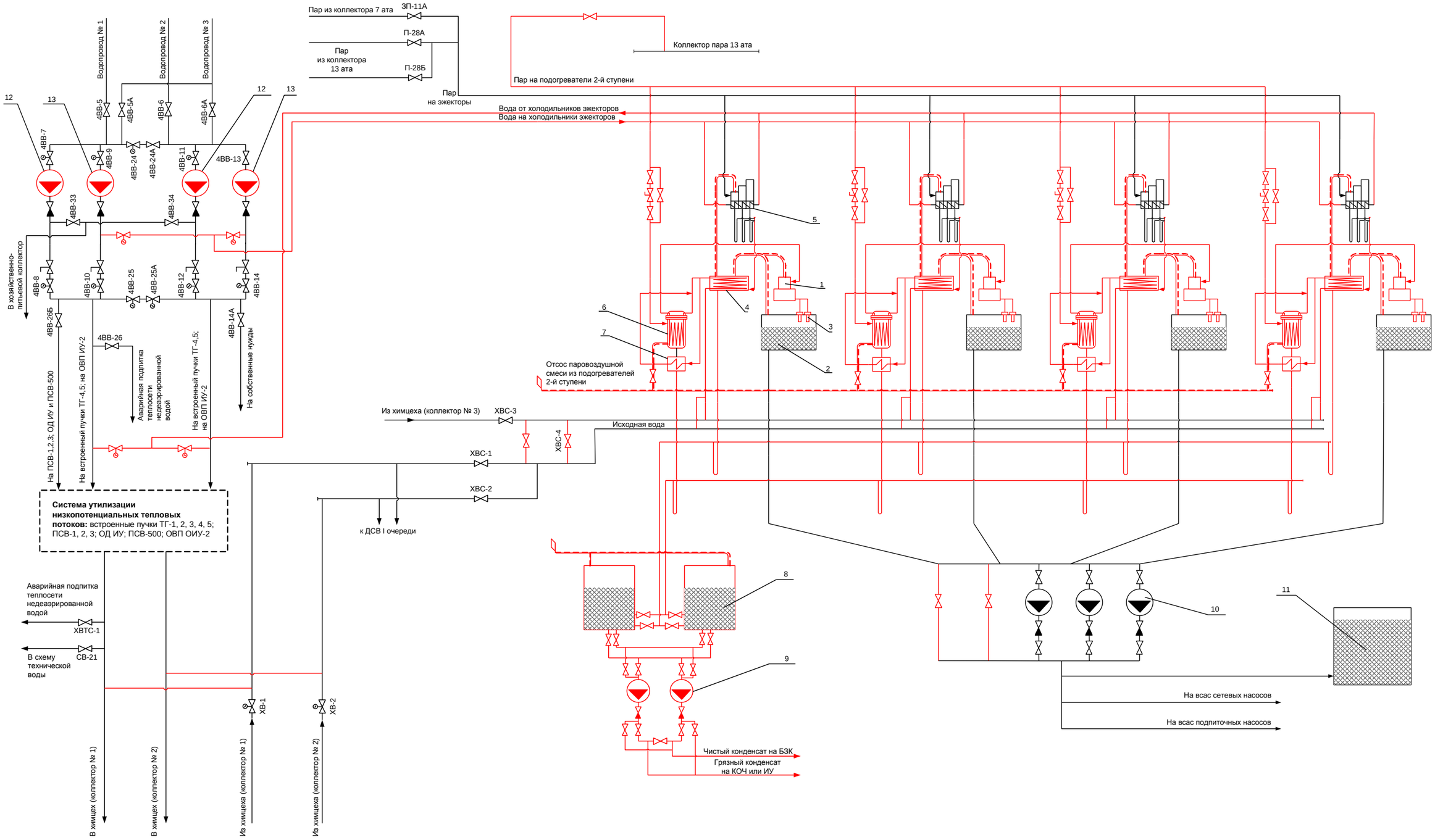


Рис. 4.5. Технологическая схема деаэрационной установки подпитки теплосети Омской ТЭЦ-5 (реконструкция): 1 – деаэратор ДЦВ; 2 – деаэраторный бак; 3 – капельные деаэраторы; 4 – конденсатор выпара; 5 – эжектор паровой со встроенным холодильником; 6 – теплообменник второй ступени; 7 – охладитель дренажа теплообменника второй ступени; 8 – бак сбора конденсата; 9 – насос откачки конденсата; 10 – насос деаэрированной воды; 11 – бак-аккумулятор подпитки теплосети; 12 – насос сырой воды; 13 – насос двойного назначения (сырой воды и охлаждения эжекторов). Красным цветом выделено вновь устанавливаемое оборудование

б) по схеме утилизации выпара деаэраторов:

– в качестве конденсаторов выпара установить поверхностные теплообменники (типовой подогреватель сальниковый типа ПС-250-30-0,5) для конденсации водяных паров выпара и получения при этом дистиллята для подпитки паровых котлов (по одному конденсатору блочно с каждым деаэратором); конденсаторы выпара использовать в качестве первой ступени подогрева водопроводной воды, направляемой на деаэрацию;

– для создания вакуума в конденсаторе выпара и, соответственно, в деаэраторах использовать четыре трёхступенчатых паровых эжектора ЭП-3-25/75, устанавливаемых блочно с каждым деаэратором (по одному эжектору на каждый деаэратор);

– конденсат пара из холодильников эжекторов сбрасывать каскадно в конденсаторы выпара деаэраторов;

– смесь конденсата выпара деаэраторов и конденсата пара эжекторов сбрасывать в баки сбора конденсата;

– установить два бака сбора конденсата ёмкостью по 10-15 $м^3$ каждый в качестве промежуточных емкостей для насосов откачки конденсата. Слив конденсата пара из конденсаторов выпара и конденсата греющего пара теплообменников второй ступени организовать в раздельные коллекторы. Обеспечить возможность слива из каждого коллектора в каждый из двух баков сбора конденсата. Для откачки конденсата установить группу из двух насосов откачки конденсата. Уровень в баках сбора конденсата поддерживать автоматически насосами откачки конденсата для исключения повторной аэрации конденсата при значительных колебаниях уровня;

в) по схеме нагрева и перекачки воды, направляемой на деаэрацию:

– заменить имеющиеся насосы сырой воды (четыре насоса) двумя группами, каждая из которых включает два насоса: группа насосов сырой воды и группа насосов двойного назначения – сырой воды и охлаждения эжекторов;

– организовать охлаждение холодильников эжекторов холодной водопроводной водой. Для этого использовать следующую схему: водопроводную воду подавать одним работающим насосом охлаждения эжекторов (второй насос при этом может использоваться как насос сырой воды) непосред-

ственно в холодильники эжекторов, после чего воду возвращать на вход встроенных пучков конденсаторов турбин Т-185/210-130 ст. № 4 и 5 (для обеспечения максимально возможного расхода воды через встроенные пучки и получения максимальной электрической мощности в летний период);

– воду, направляемую на деаэрацию перекачивать насосами сырой воды через существующую схему встроенных пучков конденсаторов турбин, охладителей дистиллята и конденсата испарителей многоступенчатых испарительных установок ТЭЦ, охладителя дренажей РДВД непосредственно к деаэраторным установкам;

– в схеме каждого блока деаэраторной установки воду подавать последовательно в конденсатор выпара и теплообменник второй ступени. Параллельно с теплообменником второй ступени по воде установить охладитель дренажа. Перегретую воду после теплообменника второй ступени подавать в первую ступень деаэрации – деаэратор ДЦВ;

г) по схеме перекачки деаэрированной воды:

– для перекачки деаэрированной воды использовать существующую схему с насосами подпитки теплосети (насосами деаэрированной воды);

д) по схеме подачи рабочего пара на эжекторы:

– использовать существующие трубопроводы подачи рабочего пара к эжекторам от коллекторов пара 7 и 13 ата;

е) по схеме подачи греющего пара на теплообменники второй ступени:

– смонтировать новый трубопровод подачи пара от коллектора 13 ата условным диаметром 357 мм.

Основные компоновочные решения следующие (рис. 4.6):

– деаэраторные баки четырёх деаэраторов оставить на прежних местах (на этажерке поперёк котельного цеха);

– смонтировать дополнительную площадку обслуживания поверх имеющихся деаэраторных баков, на которой разместить деаэраторы ДЦВ и конденсаторы выпара (ПС-250-30-0,5);

– эжекторы со встроенными холодильниками разместить на площадке обслуживания деаэраторов;

– смонтировать дополнительную этажерку, на которой предусмотреть две площадки обслуживания: одну на уровне площадки обслуживания деаэраторов, вторую на уровне отметки 22 м. На верхней площадке разместить четыре пароводяных теплообменника второй ступени, на нижней площадке – четыре охладителя дренажа теплообменников второй ступени;

– баки сбора конденсата (каждый объёмом по 10-15 м^3) и насосы откачки конденсата разместить на отметке «0» в котельном отделении.

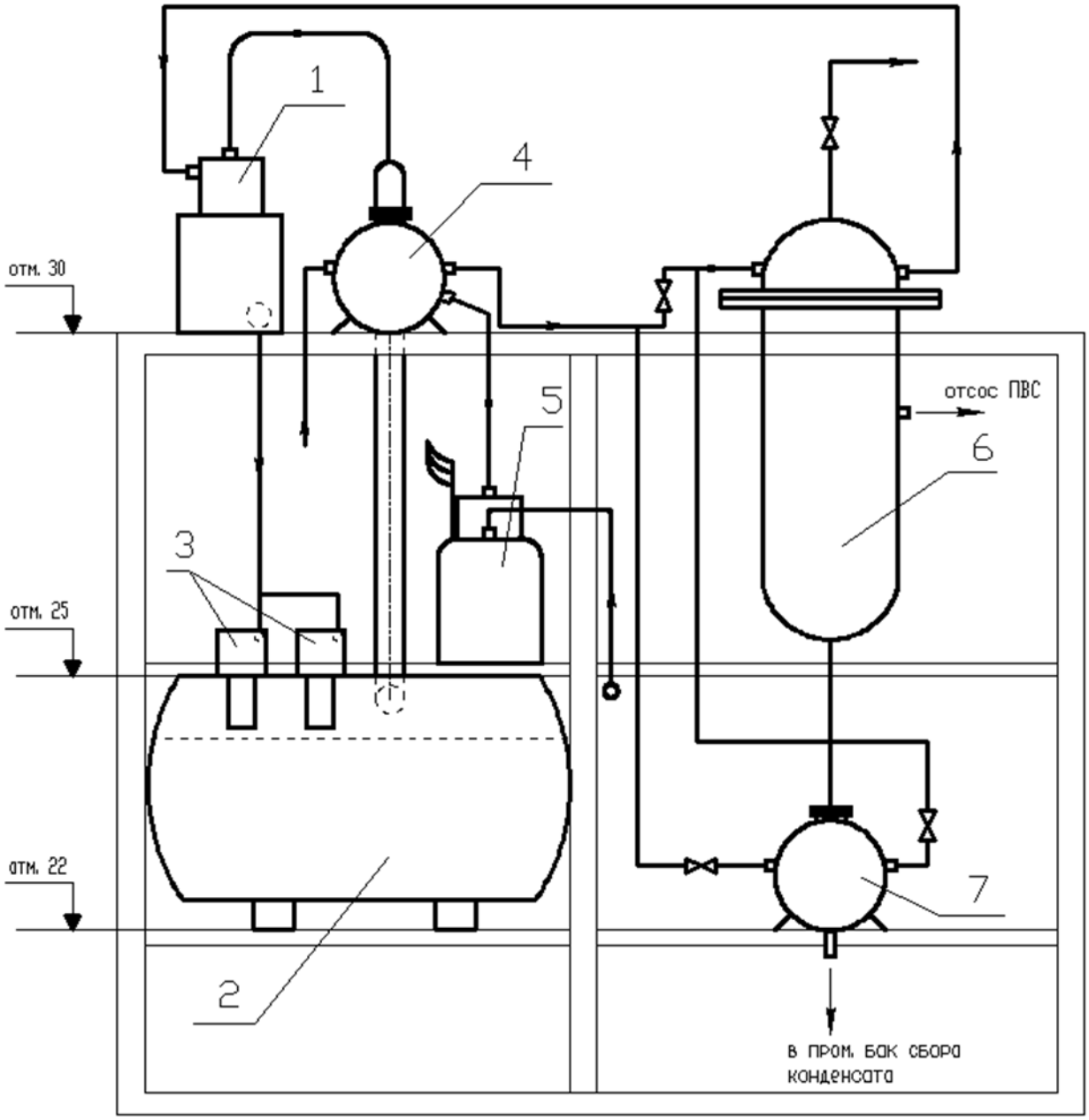


Рис. 4.6. Принципиальная схема компоновки оборудования (реконструкция): 1 – деаэратор ДЦВ; 2 – деаэраторный бак; 3 – капельные деаэраторы; 4 – конденсатор выпара; 5 – эжектор паровой со встроенным холодильником; 6 – теплообменник второй ступени; 7 – охладитель дренажа теплообменника второй ступени

Предложенная для Омской ТЭЦ-5 технологическая схема может быть сведена до технологической схемы автономного деаэрационного блока на базе ДЦВ-670 (рис. 4.7). Такое решение может рассматриваться как типовое при реконструкции деаэрационных установок подпитки теплосети мощных отопительных ТЭЦ с открытым водоразбором из тепловой сети.

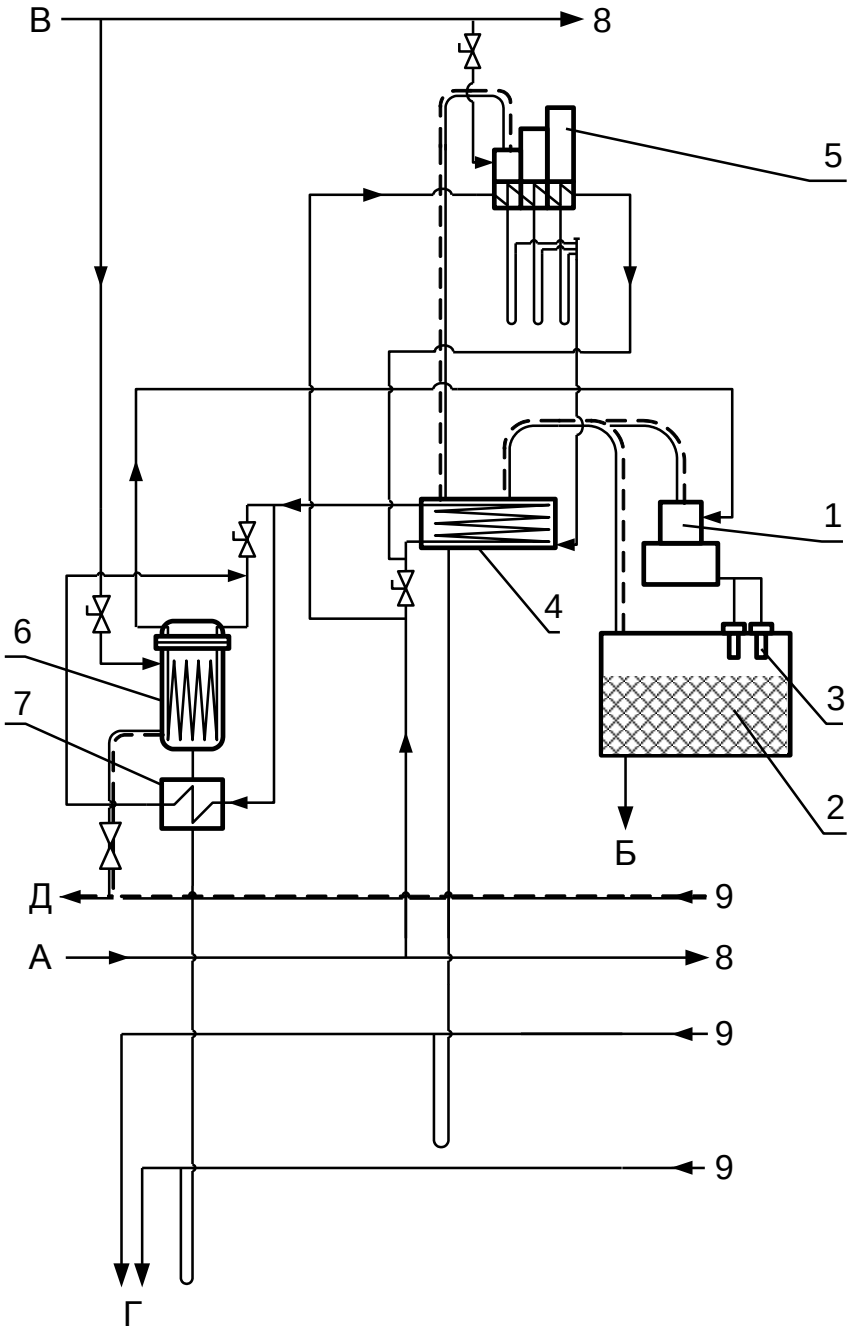


Рис. 4.7. Схема двухцелевого деаэрационного блока: 1 – ДЦВ; 2 – деаэраторный бак (корпус деаэратора ДСВ-800); 3 – капельное деаэрационное устройство; 4 – конденсатор выпара; 5 – пароструйный трехступенчатый эжектор; 6 – подогреватель второй ступени; 7 – охладитель дренажа подогревателя второй ступени; 8 – к другим блокам; 9 – от других блоков; А – подвод исходной воды; Б – отвод деаэрированной воды на подпитку теплосети; В – подвод пара; Г – отвод конденсата на подпитку основного цикла электростанции; Д – отсос паровоздушной смеси

4.2.3. Разработка методики расчёта установки и определение основных проектных показателей

Основной проблемой, решаемой в ходе проектирования установки, являлось определение её проектных технологических показателей в различных режимах работы. Производительность установки по дистилляту определяется её производительностью по деаэрированной воде на подпитку теплосети и температурой исходной воды. Массовая концентрация растворенного кислорода в деаэрированной воде также заранее не определена.

Для расчёта режимных характеристик установки разработана методика, обеспечивающая решение следующих задач:

– расчёт давления всасывания эжектора в зависимости от температуры охлаждающей воды на входе в его холодильник;

– определение гидравлического сопротивления трубопровода отсоса выпара от конденсатора выпара к эжектору;

– поверочный тепловой расчёт конденсатора выпара для определения расхода выпара деаэратора, который может быть сконденсирован при заданных условиях;

– расчёт гидравлического сопротивления парового пространства конденсатора выпара и системы трубопроводов отсоса выпара от деаэратора до конденсатора выпара;

– поверочный тепловой расчёт подогревателя второй ступени с выносным охладителем дренажа с определением требуемой температуры подогрева воды перед деаэратором для получения необходимого расхода выпара;

– поверочный расчёт деаэратора ДЦВ для расчёта массовой концентрации растворённого кислорода в воде после него при заданных условиях;

– поверочный расчёт второй ступени деаэрации с капельными деаэрационными устройствами для расчёта массовой концентрации растворённого кислорода в деаэрированной воде (подпиточной воде теплосети) при заданных условиях.

Алгоритм расчёта технологических параметров работы деаэрационной установки при частичных нагрузках деаэратора представлен в табл. 4.1. Расчёт является итерационным.

Таблица 4.1. **Алгоритм расчёта технологических параметров работы деаэрационной установки при частичных нагрузках деаэратора**

Показатель	**Обозначение**	**Единица измерения**	**Способ определения**	**Примечание**
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ				
Расход исходной воды, направляемой на деаэрацию	$G_{исх}$	т/ч	Задаётся	
Температура исходной воды, направляемой на деаэрацию (водопроводной воды)	$t_{исх}$	^{o}C	Задаётся	
Массовая концентрация растворенного кислорода в исходной воде	$C_{исх}$	мкг/кг	Задаётся	
КОНСТАНТЫ РАСЧЁТА				
Расход воздуха в отсасываемой эжектором паровоздушной смеси	$D_{возд}$	кг/ч	80 (максимальная оценка)	
Расход пара в отсасываемой эжектором паровоздушной смеси	$D_{п\ (см)}^{ЭЖ}$	т/ч	0,051 (по паспортным данным эжектора парового трехступенчатого ЭП-3-25/75 ХТГЗ)	
Расход охлаждающей воды через холодильник эжектора	$G_{охл}^{ЭЖ}$	т/ч	165 (по паспортным данным эжектора парового трехступенчатого ЭП-3-25/75 ХТГЗ)	
Расход рабочего пара на эжектор	$D_{п}^{ЭЖ}$	т/ч	1,0 (по паспортным данным эжектора парового трехступенчатого ЭП-3-25/75 ХТГЗ)	
Разность между температурой отсасываемой паровоздушной смеси и температурой охлаждающей воды на выходе из эжектора, максимальная	$\Delta t^{ЭЖ}$	^{o}C	10,0 (по эксплуатационным данным для эжекторов данного типоразмера)	
Средняя энтальпия рабочего пара эжектора	$i_{ЭЖ}$	ккал/кг	658,5 (по рабочим параметрам эжектора)	
Суммарная длина трубопровода отсоса от конденсатора выпара до приёмной камеры эжектора	$L_{ЭЖ-КВ}$	м	10 м – оценка по результатам предварительной компоновки оборудования	

Показатель	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	Примечание
Сумма коэффициентов местных сопротивлений трубопровода отсоса от конденсатора выпара до приёмной камеры эжектора	$\Sigma\xi_м^{ЭЖ-КВ}$	ед.	10,5 – оценка по результатам предварительной компоновки оборудования	
Внутренний диаметр трубопровода отсоса от конденсатора выпара до приёмной камеры эжектора	$dвн^{ЭЖ-КВ}$	м	0,2	
Площадь проходного сечения трубного пучка конденсатора выпара по пару на входе	$F_{вх}$	$м^2$	2,41 (по характеристике конденсатора выпара)	
Среднее давление воды в трубной системе конденсатора выпара	$P_в^{КВ}$	Па	405 300 (принимается постоянным ввиду незначительности влияния на теплофизические характеристики воды)	
Внутренний диаметр теплообменных трубок конденсатора выпара	$d_{вн}$	м	0,0174 м – по характеристике конденсатора выпара	
Наружный диаметр теплообменных трубок конденсатора	$d_{нар}$	м	0,019 м – по характеристике конденсатора выпара	
Общее число теплообменных трубок конденсатора выпара	$n_{тр}$	шт.	1250 шт. – по характеристике конденсатора выпара	
Число ходов конденсатора выпара по воде	Z	шт.	4 – по характеристике конденсатора выпара	
Площадь поверхности теплообмена конденсатора выпара	F	$м^2$	247,4 $м^2$ – по характеристике конденсатора выпара	
Теплопроводность материала трубной системы конденсатора выпара	$\lambda_{ст}$	Вт/(мК)	102,7 Вт/(мК) – по справочным данным	
Сумма коэффициентов местных сопротивлений трубопровода отсоса от деаэратора ДЦВ до конденсатора выпара	$\Sigma\xi_м^{КВ-Д}$	ед.	20 – оценка по результатам предварительной компоновки оборудования	

Показатель	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	Примечание
Внутренний диаметр трубопровода отсоса от деаэратора ДЦВ до конденсатора выпара	$d_{вн}^{КВ-Д}$	м	0,15 м – по результатам предварительной компоновки оборудования	
Суммарная длина трубопровода отсоса от деаэратора ДЦВ до конденсатора выпара	$L_{КВ-Д}$	м	15 – оценка по результатам предварительной компоновки оборудования	
Площадь поперечного сечения входных патрубков в ДЦВ	$f_{ДЦВ}$	$м^2$	0,037 $м^2$ (расчёт по геометрическим характеристикам ДЦВ-670)	
РАСЧЁТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ				
Температура охлаждающей воды на входе в холодильник эжектора	$t_в^{ЭЖ (вх)}$	^oC	$t_{исх}$	
Нагрев охлаждающей воды в холодильнике эжектора	$\Delta t_в^{ЭЖ}$	^oC	$(D_п^{ЭЖ} + D_{п (см)}^{ЭЖ}) * (i_{ЭЖ} – 20) / G_{охл}^{ЭЖ}$	
Температура охлаждающей воды на выходе из эжектора	$t_в^{ЭЖ (вых)}$	^oC	$t_в^{ЭЖ (вх)} + \Delta t_в^{ЭЖ}$	
Температура паровоздушной смеси во входной камере эжектора	$t_{ПВС}^{ЭЖ}$	^oC	$t_в^{ЭЖ (вых)} + \Delta t^{ЭЖ}$	
Давление всасывания эжектора, абсолютное	$P_{вс}^{ЭЖ}$	Па	По характеристике эжектора f ($D_{возд}$, $t_{ПВС}^{ЭЖ}$)	
Гидравлическое сопротивление линии отсоса паровоздушной смеси из конденсатора выпара до приёмной камеры эжектора	$\Delta P_{ЭЖ-КВ}$	Па	$\Delta P_{ЭЖ-КВ} = 16,905 * L_{ЭЖ-КВ} + (\Sigma\xi_м^{ЭЖ-КВ}) * 0,3439 / (dвн^{ЭЖ-КВ})^4$	Пояснения по алгоритму расчёта гидравлического сопротивления приведены ниже
Давление паровоздушной смеси на выходе из конденсатора выпара	$P_{вых}^{КВ}$	Па	$P_{вс}^{ЭЖ} + \Delta P_{ЭЖ-КВ}$	
Гидравлическое сопротивление конденсатора выпара по пару	$\Delta P_{КВ}$	Па	На первом этапе задается, далее уточняется итерационно по формуле: $\Delta P_{КВ} = 0,00787 * (D_П^{КВ(вх)})^2 / (\rho_П^{КВ(вх)} * F_{вх}^2)$	Пояснения по алгоритму расчёта гидравлического сопротивления приведены ниже
Давление пара на входе в конденсатор выпара	$P_{вх}^{КВ}$	Па	$P_{вых}^{КВ} + \Delta P_{КВ}$	

Показатель	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	Примечание
Температура насыщения пара в конденсаторе выпара	$t_s^{КВ}$	^oC	По таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара при давлении $P_{вх}^{КВ}$	
Температура исходной воды на входе в схему утилизации низкопотенциальных тепловых потоков	$t_{СУНТП}^{вх}$	^oC	$((G_{исх} - G_{охл}^{ЭЖ}) * t_{исх} + G_{охл}^{ЭЖ} * t_в^{ЭЖ (вых)}) / / G_{исх}$	
Нагрев воды в схеме утилизации низкопотенциальных тепловых потоков	$dt_{СУНТП}$	^oC	По статистике в зависимости от расхода подпиточной воды тепловой сети с учетом дополнительного нагрева в охладителях дистиллята и конденсата испарительных установок, охладителе дренажей: $dt_{СУНТП} = [6{,}371*10^{-9}*(4*G_{исх})^3 - 4{,}722*10^{-5}*(4*G_{исх})^2 + 0{,}11083*4*G_{исх} - 59{,}774] + 21{,}5$	Суммарный нагрев воды в охладителях дистиллята и конденсата испарительных установок, охладителе дренажей принят равным 21,5 ^oC (среднегодовой режим)
Температура исходной воды на входе в конденсатор выпара деаэратора	$t_к^{КВ (вх)}$	^oC	$t_{СУНТП}^{вх} + dt_{СУНТП}$	
Температура исходной воды на выходе из конденсатора выпара деаэратора	$t_к^{КВ (вых)}$	^oC	На первом этапе задается, далее уточняется итерационно по формуле: $t_s^{КВ} - \delta t$	
Среднелогарифмическая разность температур в конденсаторе выпара	$\Delta t^{КВ}$	^oC	$(t_к^{КВ (вых)} - t_к^{КВ (вх)}) / \ln [(t_s^{КВ} - t_к^{КВ (вх)}) / (t_s^{КВ} - - t_к^{КВ (вых)})]$	
Средняя температура воды в конденсаторе выпара	$t_к^{КВ (ср)}$	^oC	$t_s^{КВ} - \Delta t^{КВ}$	
Средняя плотность воды в трубках конденсатора выпара	$\rho_в^{КВ}$	кг/м^3	$f (P_в^{КВ}; t_к^{КВ (ср)})$ – по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	
Средняя скорость течения воды в трубках конденсатора выпара	$w_в^{КВ}$	м/с	$4*G_{исх}*Z / (3{,}6 * \rho_в^{КВ} * \pi * d_{вн}^2 * n_{тр})$	
Средняя кинематическая вязкость воды в трубках конденсатора выпара	$\nu_в^{КВ}$	м^2/с	$f (P_в^{КВ}; t_к^{КВ (ср)})$ – по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	

Показатель	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	Примечание
Критерий Рейнольдса для воды	$Re_в$	ед.	$w_в^{КВ} * d_{вн} / \nu_в^{КВ}$	При $Re_в < 10\ 000$ недопустимо мал расход охлаждающей воды
Число Прандтля для воды	$Pr_в$	ед.	$f (P_в^{КВ}; t_к^{КВ (ср)})$ – по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	
Средний коэффициент теплопроводности воды в трубках конденсатора выпара	$\lambda_в$	Вт/(мК)	$f (P_в^{КВ}; t_к^{КВ (ср)})$ – по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	
Коэффициент теплоотдачи конденсатора выпара по водяной стороне	$\alpha_в$	Вт/($м^2$К)	$0,023* Re_в^{0,8} * Pr_в^{0,4} * \lambda_в / d_{вн}$	
Теплоёмкость воды изобарная	$C_в$	кДж/(кгК)	$f (P_в^{КВ}; t_к^{КВ (ср)})$ – по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	
Количество тепла, полученное охлаждающей водой в конденсаторе выпара	Q	Вт	$G_{исх} * C_в * (t_к^{КВ (вых)} – t_к^{КВ (вх)})*10^3 / 3,6$	
Температура стенок трубок поверхности теплообмена конденсатора выпара	$t_{ст}$	°C	$t_к^{КВ (ср)} + Q / F * * (1/ \alpha_в + [d_{нар} – d_{вн}]* d_{вн}^2 / (2*\lambda_{ст}*[(d_{нар} + + d_{вн})/2]^2))$	
Средняя температура пленки конденсата пара	$t_{пл}$	°C	$(t_{ст} + t_s^{КВ}) / 2$	
Скрытая теплота парообразования в паровом пространстве конденсатора выпара	r	кДж/кг	$f (P_{вх}^{КВ})$ – по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	
Средняя плотность конденсата пара в паровом пространстве конденсатора выпара	$\rho_к$	кг/$м^3$	$f (P_{вх}^{КВ}; t_{пл})$ – по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	
Средний коэффициент теплопроводности конденсата пара в паровом пространстве конденсатора выпара	$\lambda_к$	Вт/(мК)	$f (P_{вх}^{КВ}; t_{пл})$ – по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	

Показатель	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	Примечание
Динамическая вязкость конденсата пара в паровом пространстве конденсатора выпара	$\mu_к$	Па.с	$f(P_{вх}^{КВ}; t_{пл})$ – по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	
Коэффициент теплоотдачи конденсатора выпара по паровой стороне	$\alpha_п$	Вт/(м^{2}К)	$0{,}15*0{,}728* *[(r *10^3* \rho_к^2 * 9{,}81 * \lambda_к) / (\mu_к * (t_s^{КВ} – t_{ст})* * d_{нар})]^{0,25}$	
Коэффициент теплопередачи в конденсаторе выпара	К	Вт/(м^{2}К)	$[d_{нар} / (d_{вн} * \alpha_в) + 1{,}15*d_{нар}*lg(d_{нар} /d_{вн}) / \lambda_{ст} + + 1/ \alpha_п]^{-1}$	
Недогрев воды до температуры насыщения в конденсаторе выпара	δt	^oC	$(t_к^{КВ (вых)} – t_к^{КВ (вх)}) / / [\exp (K*F / \{ G_{исх} /3{,}6 * C_в *10^3\}) – 1]$	
Расход конденсата, сбрасываемого в конденсатор выпара от эжектора	$G_к$	т/ч	$D_п^{ЭЖ} + D_{п (см)}^{ЭЖ}$	
Расход пара с паровоздушной смесью на входе в конденсатор выпара	$D_П^{КВ(вх)}$	т/ч	$[G_{исх} * C_в *(t_к^{КВ (вых)} – t_к^{КВ (вх)}) + + G_к* C_в *(t_{ПВС}^{ЭЖ} – t_s^{КВ})] / r$	
Производительность установки по дистилляту брутто (с учетом конденсата рабочего пара эжектора)	$G_{дист}^{бр}$	т/ч	$D_П^{КВ(вх)} + D_п^{ЭЖ}$	
Производительность установки по дистилляту нетто (без учета конденсата рабочего пара эжектора)	$G_{дист}^{нетто}$	т/ч	$D_П^{КВ(вх)}$	
Удельный расход выпара деаэратора	$d_{вып}$	кг /т д.в.	$D_П^{КВ(вх)} / (G_{исх} – D_П^{КВ(вх)})*10^3$	
Корректировка расхода выпара деаэратора	$D_П^{КВ(вх)}$	т/ч	Если $d_{вып} \le 20$ (предельно допустимое значение (суммарное) по паспортным данным ДЦВ-670 и КД-335), то $D_П^{КВ(вх)}$ (не корректируется); Если $d_{вып} > 20$, то $0{,}02 * G_{исх} / 1{,}02$	Соотношение $d_{вып} > 20$ означает, что конденсатор выпара обеспечивает конденсацию большего расхода выпара, чем допускает деаэратор
Корректировка температуры воды за конденсатором выпара	$t_к^{КВ (вых)}$	^oC	$t_к^{КВ (вх)} + [D_П^{КВ(вх)} * r - G_к* C_в * *(t_{ПВС}^{ЭЖ} – t_s^{КВ})] / (G_{исх} * C_в)$	

Показатель	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	Примечание
Плотность выпара на входе в конденсатор выпара	$\rho_п$	кг/м^3	f ($P_{вх}^{КВ}$) – по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	
Гидравлическое сопротивление линии отсоса паровоздушной смеси из деаэратора до конденсатора выпара	$\Delta P_{КВ-Д}$	Па	$\Delta P_{КВ-Д} = 16{,}905 * L_{КВ-Д} + 0{,}6389*(\Sigma\xi_м^{КВ-Д}) * \rho_п * D_П^{КВ(вх)} / (\pi*(d_{вн}^{КВ-Д})^2)$	Пояснения по алгоритму расчёта гидравлического сопротивления приведены ниже
Давление выпара на выходе из деаэратора	$P_{вып}$	Па	$P_{вх}^{КВ} + \Delta P_{КВ-Д}$	
Среднее давление пара в деаэраторе	$P_д$	Па	$1{,}2*P_{вып}$	
Температура насыщения в деаэраторе	$t_s^Д$	^oC	По таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара при давлении $P_д$	
Энтальпия выпара деаэратора	$h_{вып}$	кДж/кг	По таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара при давлении $P_д$ (сухой насыщенный пар)	
Теплоёмкость воды в деаэраторе, изобарная	$C_{вд}$	кДж/(кгК)	f ($P_д$; $t_s^Д$) – по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	
Температура воды за подогревателем второй ступени, обеспечивающая расчётный расход выпара деаэратора	$t_{ПХОВ}^{вых}$	^oC	$[D_П^{КВ(вх)} * h_{вып} + (G_{исх} – D_П^{КВ(вх)})*C_{вд}* t_s^Д] / (C_{вд}* G_{исх}*0{,}98)$	
Расход воды на подпитку теплосети	$G_{ПТС}$	т/ч	$G_{исх} – D_П^{КВ(вх)}$	
Температура воды за ДЦВ	$t_{ДЦВ}$	^oC	$t_{ПХОВ}^{вых} – (t_{ПХОВ}^{вых} – t_s^Д) * 2 / 20$	
Разность температур воды в ДЦВ	$\Delta t_{ДЦВ}$	^oC	$t_{ПХОВ}^{вых} – t_{ДЦВ}$	
Скрытая теплота парообразования в паровом пространстве ДЦВ	$r_{ДЦВ}$	кДж/кг	f ($P_д$) – по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	
Теплоёмкость воды в ДЦВ изобарная	$C_{в,ДЦВ}$	кДж/(кгК)	f ($P_д$; ($t_{ПХОВ}^{вых}$ + $t_{ДЦВ}$)/2) – по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	

Показатель	Обозначение	Единица измерения	Способ определения	Примечание
Критерий Кутателадзе для ДЦВ	$Ku_{ДЦВ}$	ед.	$r_{ДЦВ} / (C_{в,ДЦВ} * \Delta t_{ДЦВ})$	
Расход выпара из ДЦВ	$D_П^{ДЦВ}$	т/ч	$G_{ДЦВ} / Ku_{ДЦВ}$	
Плотность пара в ДЦВ	$\rho_{п,ДЦВ}$	кг/м^3	f ($P_д$) – по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	
Плотность воды в ДЦВ средняя	$\rho_{в,ДЦВ}$	кДж/(кгК)	f ($P_д$; ($t_{ПХОВ}^{вых}$ + $t_s^Д$)/2) – по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	
Угловая скорость потока жидкости в ДЦВ	$\omega_{ДЦВ}$	1/с	$G_{ДЦВ} / (\rho_{в,ДЦВ} * 3,6 * f_{ДЦВ} * R_{ДЦВ})$	
Критерий Фруда для ДЦВ	$Fr_{ДЦВ}$	ед.	$(\omega_{ДЦВ})^2 * R_{ДЦВ} / g$	
Удельная площадь межфазной поверхности в ДЦВ	$S_{ДЦВ}$	м^2/кг	f ($x = 1 / K_{ДЦВ}$) – по рис. 2.4 (см. главу 2)	
Критерий Шервуда для ДЦВ	$Sh_{ДЦВ}$	ед.	По формуле (3.7) (см. главу 3): $2,331*10^{-15}*(Fr_{ДЦВ})^{0,526}*$ $*(\rho_{п,ДЦВ}/\rho_{в,ДЦВ})^{-2,832}*(Ku_{ДЦВ})^{0,783}$	
Коэффициент молекулярной диффузии кислорода в воде для ДЦВ	$D_{ж,ДЦВ}$	м^2/с	f ($P_д$; ($t_{ПХОВ}^{вых}$ + $t_s^Д$)/2) – по справочным данным	
Средний по поверхности контакта фаз коэффициент массопереноса по растворённому кислороду в ДЦВ	$k_{m,ДЦВ}$	кг/(м^2*с)	$Sh_{ДЦВ}*D_{ж,ДЦВ}*\rho_{в,ДЦВ} / (2*R_{ДЦВ})$	
Расчёт концентрации растворённого кислорода в воде после ДЦВ на основе подхода матричной формализации				
Расход воды на входе	G_{02}	кг/с	$G_{ДЦВ} / 3,6$	
Расход пара на входе	G_{01}	кг/с	Равен нулю	
Расход пара на выходе	G_{11}	кг/с	$D_П^{ДЦВ} / 3,6$	
Расход воды на выходе	G_{12}	кг/с	$G_{02} – G_{11}$	

Показатель	**Обозначение**	**Единица измерения**	**Способ определения**	**Примечание**
Константа фазового равновесия	k_g	ед.	По аппроксимирующей зависимости (см. главу 3): $(\rho_{п,ДЦВ} / \rho_{в,ДЦВ})*10^3*(-4{,}49997*[(t_{ПХОВ}^{вых} + t_s^{Д})/2]^2 + 927{,}715*(t_{ПХОВ}^{вых} + t_s^{Д})/2 + 25324{,}92) / (P_д / 98066{,}5)$	
Коэффициент массопереноса	k_m	кг/(м^2*с)	$k_{m,ДЦВ}$	
Концентрация растворённого кислорода в воде на входе	C_{02}	кг/кг	$C_{исх} * 10^{-9}$	
Концентрация растворённого кислорода в паре на входе	C_{01}	кг/кг	Равна нулю	
Площадь поверхности контакта фаз	F	м^2/кг	$S_{ДЦВ}$	
Коэффициент a_{11}	a_{11}	–	$-k_m / G_{11}$	
Коэффициент a_{12}	a_{12}	–	$k_m * k_g / G_{11}$	
Коэффициент a_{21}	a_{21}	–	$-k_m / G_{12}$	
Коэффициент a_{22}	a_{22}	–	$-k_m*k_g / G_{12}$	
Коэффициент b_{11}	b_{11}	–	$a_{11}/(a_{11} + a_{22})*(a_{22}/a_{11} + \exp((a_{11}+a_{22})*F))$	
Коэффициент b_{12}	b_{12}	–	$-a_{12}/(a_{11} + a_{22})*(1 - \exp((a_{11}+a_{22})*F))$	
Коэффициент b_{21}	b_{21}	–	$-a_{11}*a_{22}/(a_{11} + a_{22}) / a_{21}*(1 - \exp((a_{11}+a_{22})*F))$	
Коэффициент b_{22}	b_{22}	–	$a_{11}/(a_{11} + a_{22})*(1+a_{22}/a_{11}*\exp((a_{11}+a_{22})*F))$	
Матрица **B**	**B**	–	$\begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix}$	

Показатель	**Обозначение**	**Единица измерения**	**Способ определения**	**Примечание**
Матрица **С**	**С**	–	**В***[C_{01}; C_{02}]	
Концентрация растворённого кислорода в воде на выходе из ДЦВ	$C_{ДЦВ}$	мкг/кг	10^9*C_{12}	
Конец расчёта концентрации растворённого кислорода в воде после ДЦВ на основе подхода матричной формализации				
Расчёт концентрации растворённого кислорода в воде после капельной ступени				
Разность температур воды в капельной ступени	$\Delta t_{КД}$	^oC	$t_{ДЦВ} - t_s^{Д}$	
Скрытая теплота парообразования в капельной ступени	$r_{КД}$	кДж/кг	f ($P_д$) - по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	
Теплоёмкость воды в капельной ступени изобарная	$C_{в,КД}$	кДж/(кгК)	f ($P_д$; ($t_{ДЦВ} + t_s^{Д}$)/2) – по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	
Критерий Кутателадзе для капельной ступени	$Ku_{КД}$	ед.	$r_{КД}$ / ($C_{в,КД}$ * $\Delta t_{КД}$)	
Плотность пара в капельной ступени	$\rho_{п,КД}$	кг/$м^3$	f ($P_д$) - по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	
Плотность воды в капельной ступени средняя	$\rho_{в,КД}$	кДж/(кгК)	f ($P_д$; ($t_{ДЦВ} + t_s^{Д}$)/2) – по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара	
Концентрация растворённого кислорода в воде на выходе из КД	$C_{КД}$	мкг/кг	$C_{ДЦВ}$ / [1 / $Ku_{КД}$ * ($\rho_{в,КД}/\rho_{п,КД}$ – 1) + 1]	Методика расчёта принята по [144]
Конец расчёта концентрации растворённого кислорода в воде после капельной ступени				

Пояснения по алгоритму расчёта гидравлического сопротивления тракта отсоса паровоздушной смеси из конденсатора выпара до приемной камеры эжектора. Величина указанного сопротивления $\Delta P_{ЭЖ-КВ}$, Па, рассчитывается следующим образом:

$$\Delta P_{ЭЖ-КВ} = (R*L + Z)*К_з, Па, \quad (4.1)$$

где R, Па – удельные потери давления на трение; L, м – длина трубопровода отсоса; Z, Па – сумма местных гидравлических сопротивлений трубопровода отсоса от патрубка отсоса из конденсатора выпара до приёмной камеры эжектора; $К_з = 1,15$ – коэффициент запаса.

При давлении пара в паровоздушной смеси, отсасываемой эжектором из конденсатора выпара до 0,2 ата можно принять (максимальная оценка) $R = 1,5$ (кгс/м^2)/м $= 1,5*10^{-4}$ (кгс/см^2)/м = 14,7 Па / м (по справочным данным).

Суммарная величина местных гидравлических сопротивлений рассчитывается по выражению:

$$Z = (\Sigma\xi_м) * \rho_п * w_п^2 / 2, Па, \quad (4.2)$$

где $\Sigma\xi_м$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений тракта; $\rho_п = 0,294$ кг/м^3 – плотность паровоздушной смеси на выходе из конденсатора выпара (максимальная оценка); $w_п$, м/с – скорость паровоздушной смеси в трубопроводе отсоса от конденсатора выпара до приемной камеры эжектора.

$$w_п = (D_{пвс} / 3600) / (\pi*d_{вн}^2 / 4), м/с, \quad (4.3)$$

где $D_{пвс} = 2850$ м^3/ч – объёмная производительность эжектора в рабочей зоне; $d_{вн}$, м – внутренний диаметр трубопровода отсоса.

Итоговое выражение для расчёта потерь давления в трубопроводе отсоса:

$$\Delta P_{ЭЖ-КВ} = (R*L + Z)*К_з =$$

$$= (14,7*L + (\Sigma\xi_м) * 0,294 * [(2850 / 3600) / (\pi*d_{вн}^2 / 4)]^2 / 2)*1,15 =$$

$$= 16,905 * L + (\Sigma\xi_м) * 0,3439 / d_{вн}^4, Па. \quad (4.4)$$

Пояснения по алгоритму расчёта гидравлического сопротивления конденсатора выпара по пару. Величина указанного сопротивления $\Delta P_{КВ}$, Па, рассчитывается следующим образом:

$$\Delta P_{КВ} = \xi_{сопр} * \rho_п * w_п^2 / 2, Па \quad (4.5)$$

где $\xi_{сопр} = 0,204$ – коэффициент сопротивления трубного пучка конденсатора по паровой стороне (максимальная оценка); $\rho_п$, кг/м^3 – плотность паровоз-

душной смеси на входе в конденсатор выпара; $w_п$, м/с – скорость паровоздушной смеси на входе в трубный пучок конденсатора.

$$w_п = (D_П / 3,6) / (\rho_п * F_{вх}), \text{ м/с}, \quad (4.6)$$

где $D_П$, т/ч – расход пара в конденсатор выпара; Fвх, $м^2$ – площадь проходного сечения по пару на входе в трубный пучок конденсатора выпара.

Плотность пара на входе в конденсатор выпара определяется как плотность сухого насыщенного пара при давлении пара на входе в конденсатор.

Итоговое выражение:

$$\Delta P_{КВ} = \xi_{сопр} * \rho_п * w_п^2 / 2 = 0,00787 * D_П^2 / (\rho_п * F_{вх}^2), \text{ Па}. \quad (4.7)$$

Пояснения по алгоритму расчёта гидравлического сопротивления линии отсоса паровоздушной смеси из деаэратора до конденсатора выпара. Величина указанного сопротивления $\Delta P_{КВ-Д}$, Па, рассчитывается следующим образом:

$$\Delta P_{КВ-Д} = (R*L + Z)*К_з, \text{ Па}, \quad (4.8)$$

где R, Па – удельные потери давления на трение; L, м – длина трубопровода отсоса (по трубопроводу отсоса из ДЦВ); Z, Па – сумма местных гидравлических сопротивлений трубопровода отсоса от деаэратора ДЦВ до конденсатора выпара; $К_з$ = 1,15 – коэффициент запаса.

R = 1,5 (кгс/$м^2$)/м = $1,5*10^{-4}$ (кгс/$см^2$)/м = 14,7 Па / м (максимальная оценка по справочным данным).

Суммарная величина местных гидравлических сопротивлений рассчитывается по выражению:

$$Z = (\Sigma\xi_м) * \rho_п * w_п^2 / 2, \text{ Па} \quad (4.9)$$

где $\Sigma\xi_м$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений тракта; $\rho_п$, – плотность паровоздушной смеси на выходе из деаэратора; $w_п$, м/с – скорость паровоздушной смеси в трубопроводе отсоса.

Плотность пара определяется как плотность сухого насыщенного пара при давлении пара на выходе из деаэратора.

$$w_п = (D_П^{КВ(вх)} / 3,6) / [\pi*(d_{вн}^{КВ-Д})^2 / 4], \text{ м/с}, \quad (4.10)$$

где $D_П^{КВ(вх)}$, т/ч – расход пара в паровоздушной смеси на выходе в конденсатор выпара; $d_{вн}^{КВ-Д}$, м – внутренний диаметр трубопровода отсоса.

Итоговое выражение для расчёта потерь давления в трубопроводе отсоса:

$$\Delta P_{КВ\text{-}Д} = (R*L + Z)*К_з =$$

$$= (14{,}7*L + (\Sigma\xi_м) * \rho_п * [(D_П^{КВ(вх)} / 3{,}6) / (\pi*(d_{вн}^{КВ\text{-}Д})^2 / 4)]^2 / 2)*1{,}15 =$$

$$= 16{,}905 * L + 0{,}6389*(\Sigma\xi_м) * \rho_п * D_П^{КВ(вх)} / (\pi*(d_{вн}^{КВ\text{-}Д})^2), \text{ Па.} \qquad (4.11)$$

Расчёты по представленному алгоритму выполнены при следующих условиях:

– диапазон изменения расхода исходной воды от 200 до 800 т/ч;

– максимальный расход охлаждающей воды через конденсатор выпара 660 т/ч (по техническим условиям работы подогревателя рассматриваемого типа);

– температура исходной воды от 1 до 30 °С;

– массовая концентрация растворённого кислорода в исходной воде 4000 мкг/кг.

Результаты расчёта представлены на рис. 4.8–4.16.

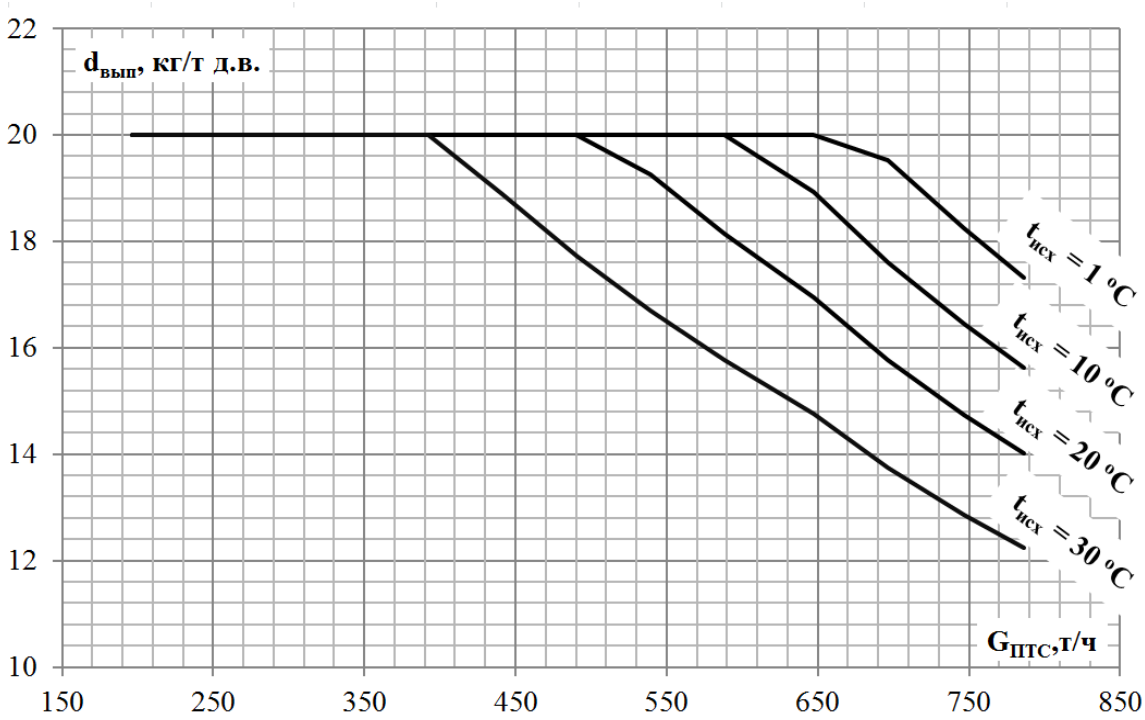


Рис. 4.8. Удельный расход выпара установки (суммарный по ДЦВ и капельной ступени) $d_{вып}$ в зависимости от расхода воды на подпитку тепловой сети $G_{ПТС}$ и температуры исходной воды $t_{исх}$

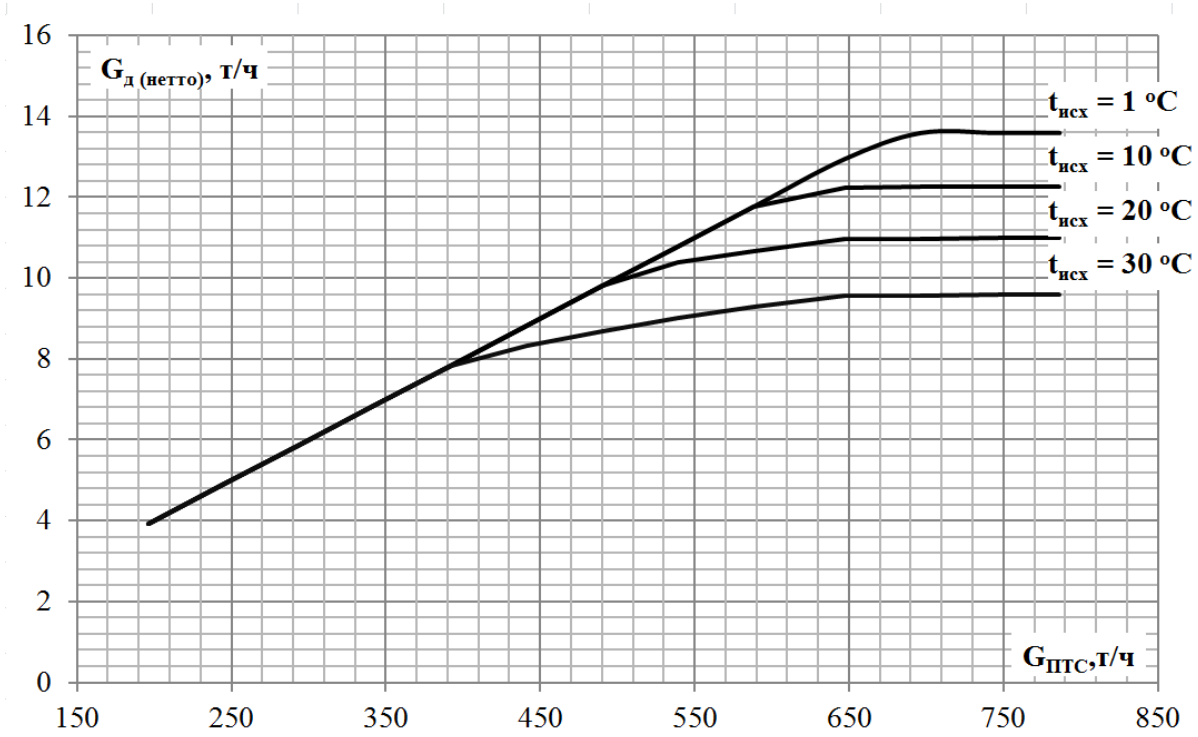


Рис. 4.9. Производительность нетто (без учёта расхода конденсата пара эжектора) по дистилляту $G_{д\ (нетто)}$ в зависимости от расхода воды на подпитку тепловой сети $G_{ПТС}$ и температуры исходной воды $t_{исх}$

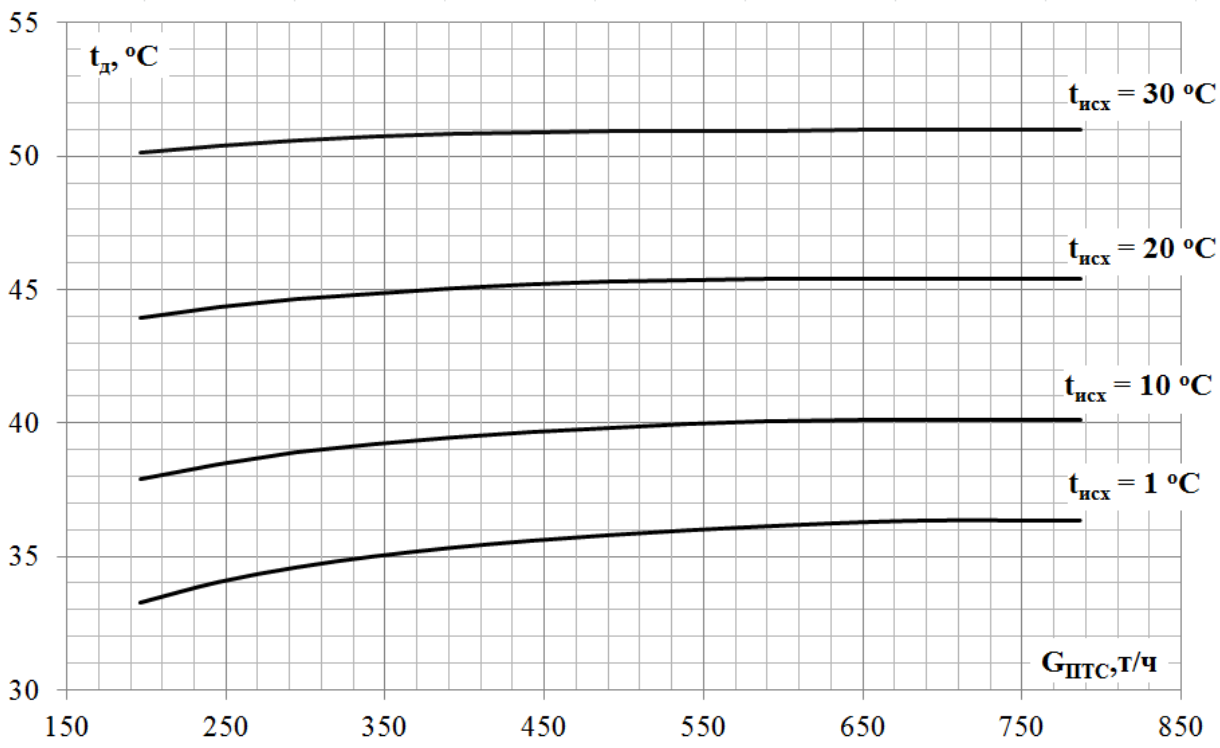


Рис. 4.10. Температура конденсата на выходе из конденсатора выпара $t_д$ в зависимости от расхода воды на подпитку тепловой сети $G_{ПТС}$ и температуры исходной воды $t_{исх}$

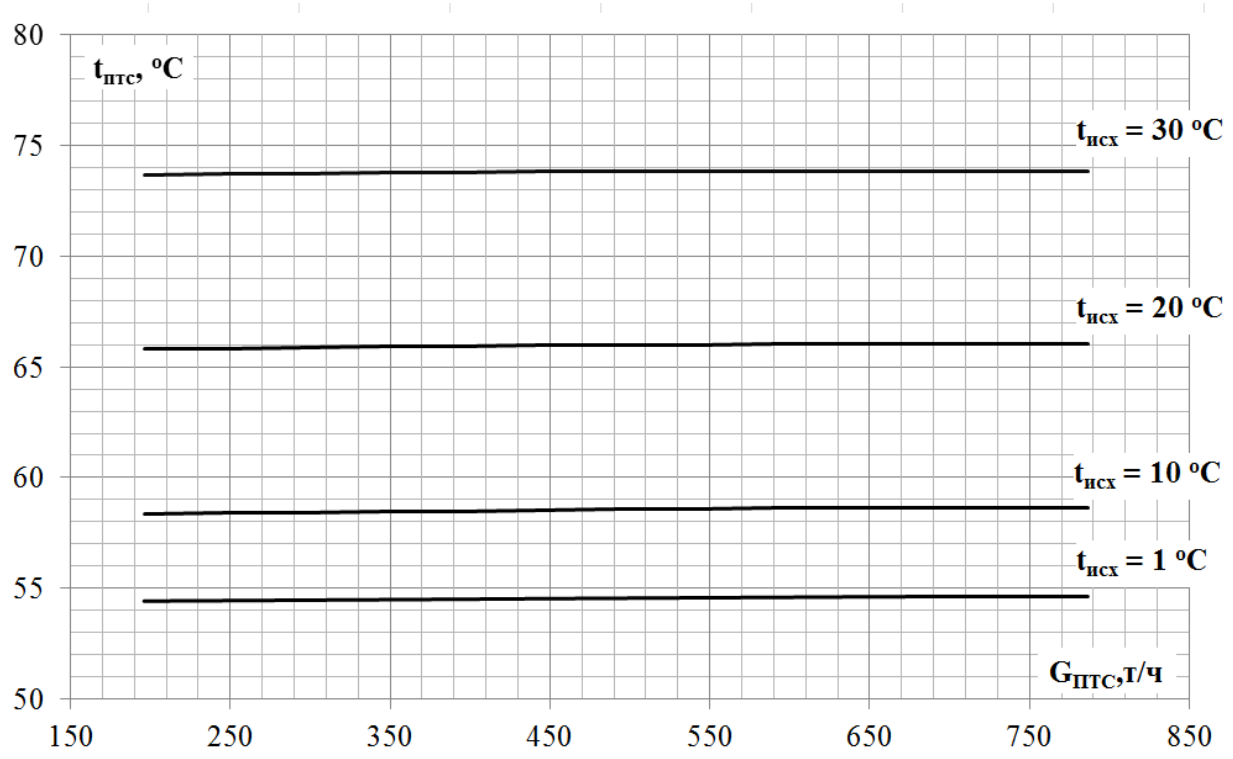


Рис. 4.11. Температура деаэрированной воды за установкой (подпиточной воды теплосети) $t_{дв}$ в зависимости от расхода воды на подпитку тепловой сети $G_{ПТС}$ и температуры исходной воды $t_{исх}$

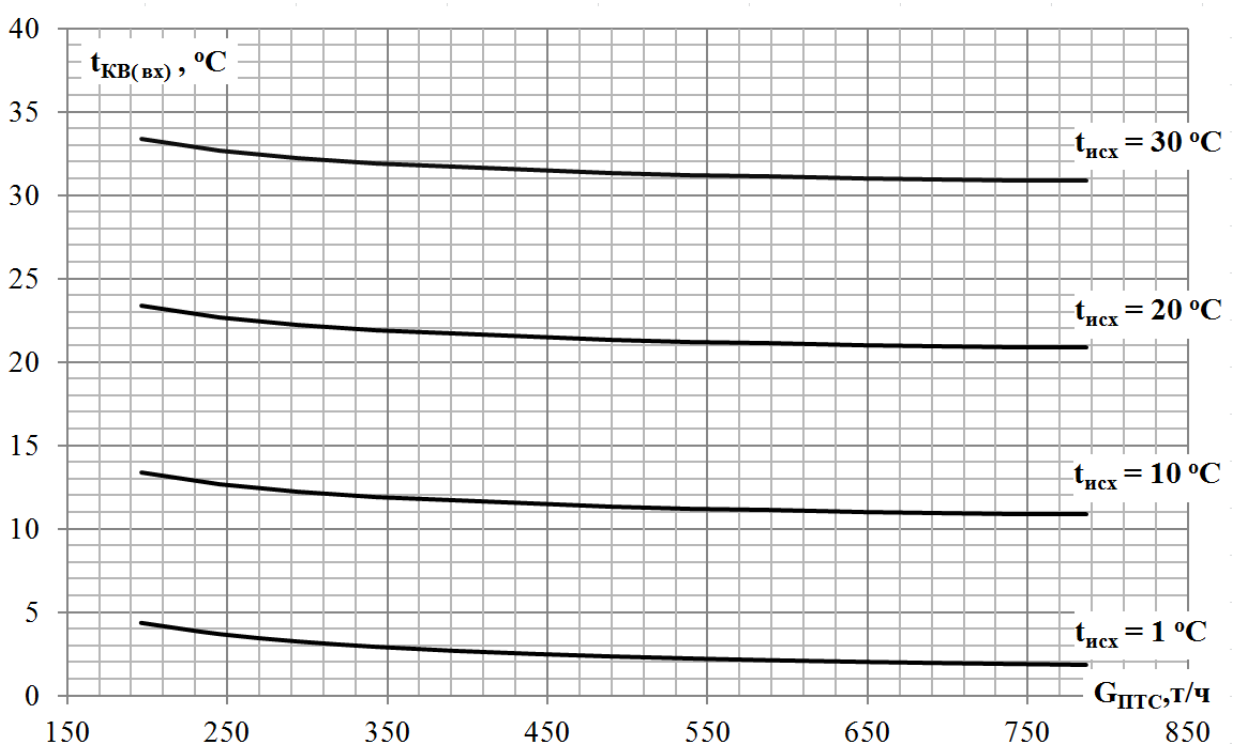


Рис. 4.12. Температура воды на входе в конденсатор выпара $t_{КВ\ (вх)}$ в зависимости от расхода воды на подпитку тепловой сети $G_{ПТС}$ и температуры исходной воды $t_{исх}$

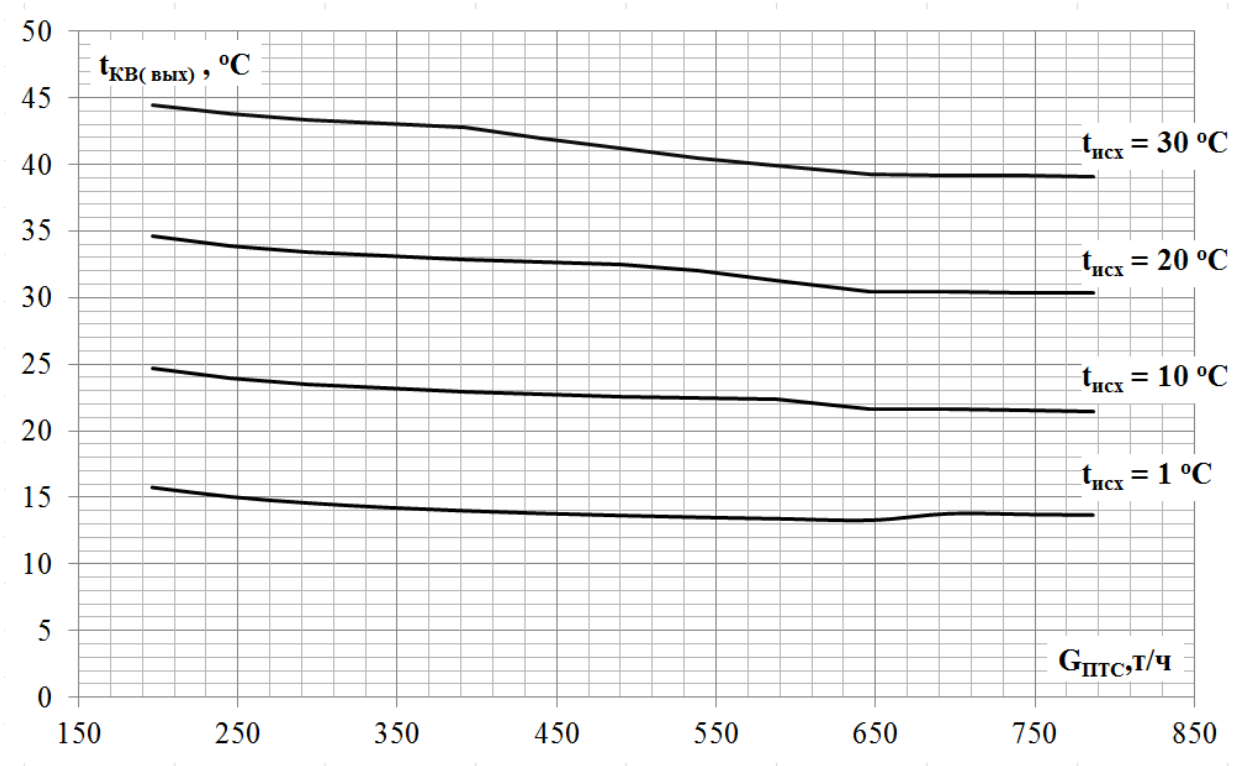


Рис. 4.13. Температура воды на выходе из конденсатора выпара $t_{КВ\ (вых)}$ в зависимости от расхода воды на подпитку тепловой сети $G_{ПТС}$ и температуры исходной воды $t_{исх}$

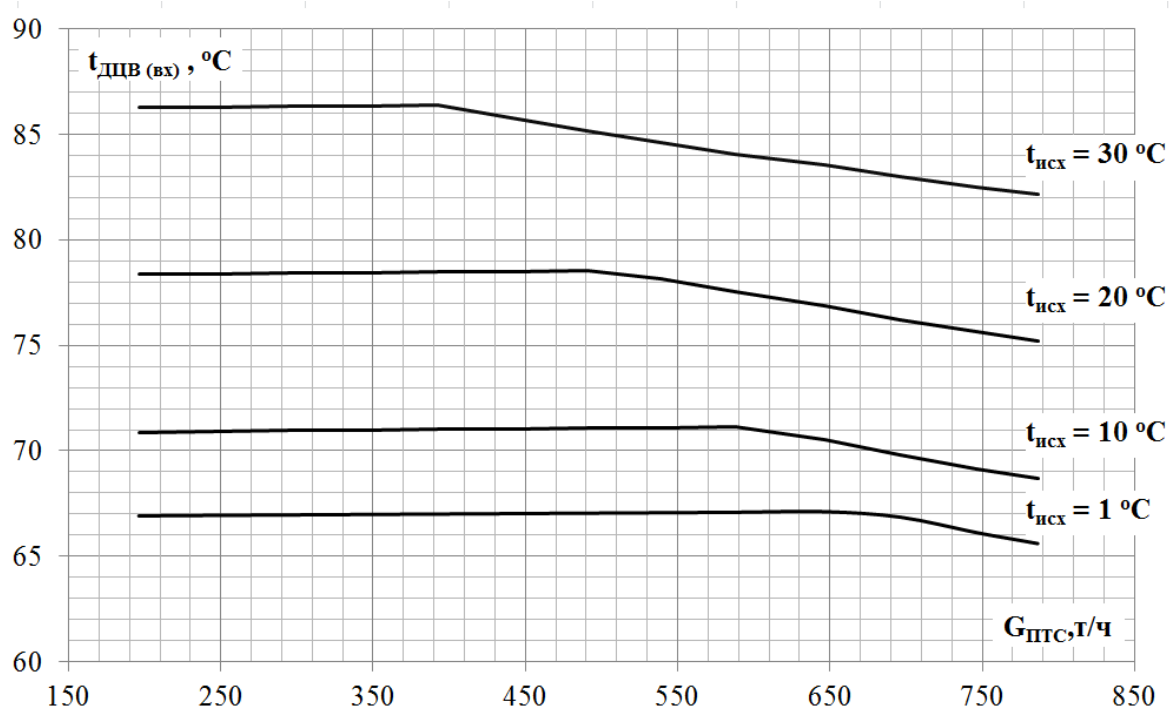


Рис. 4.14. Температура воды перед ДЦВ (на выходе из подогревателя второй ступени) $t_{ДЦВ\ (вх)}$ в зависимости от расхода воды на подпитку тепловой сети $G_{ПТС}$ и температуры исходной воды $t_{исх}$

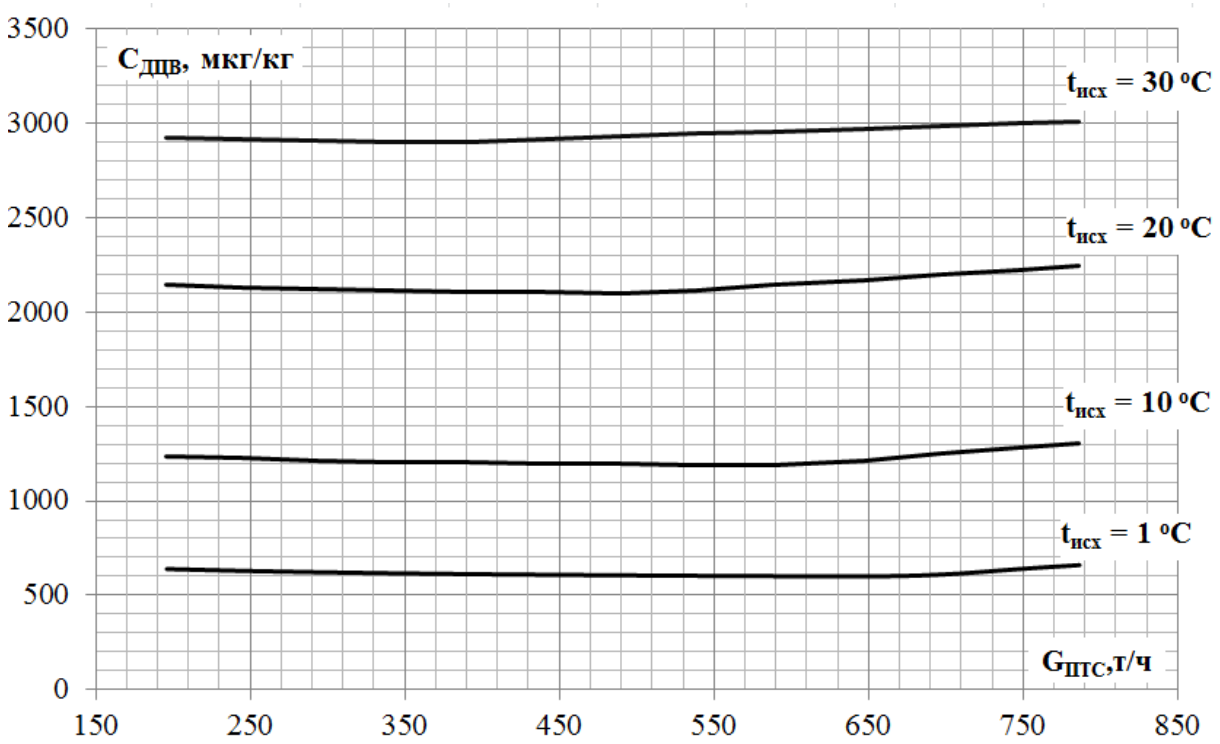


Рис. 4.15. Массовая концентрация растворённого кислорода в воде на выходе ДЦВ $С_{ДЦВ}$ в зависимости от расхода воды на подпитку тепловой сети $G_{ПТС}$ и температуры исходной воды $t_{исх}$

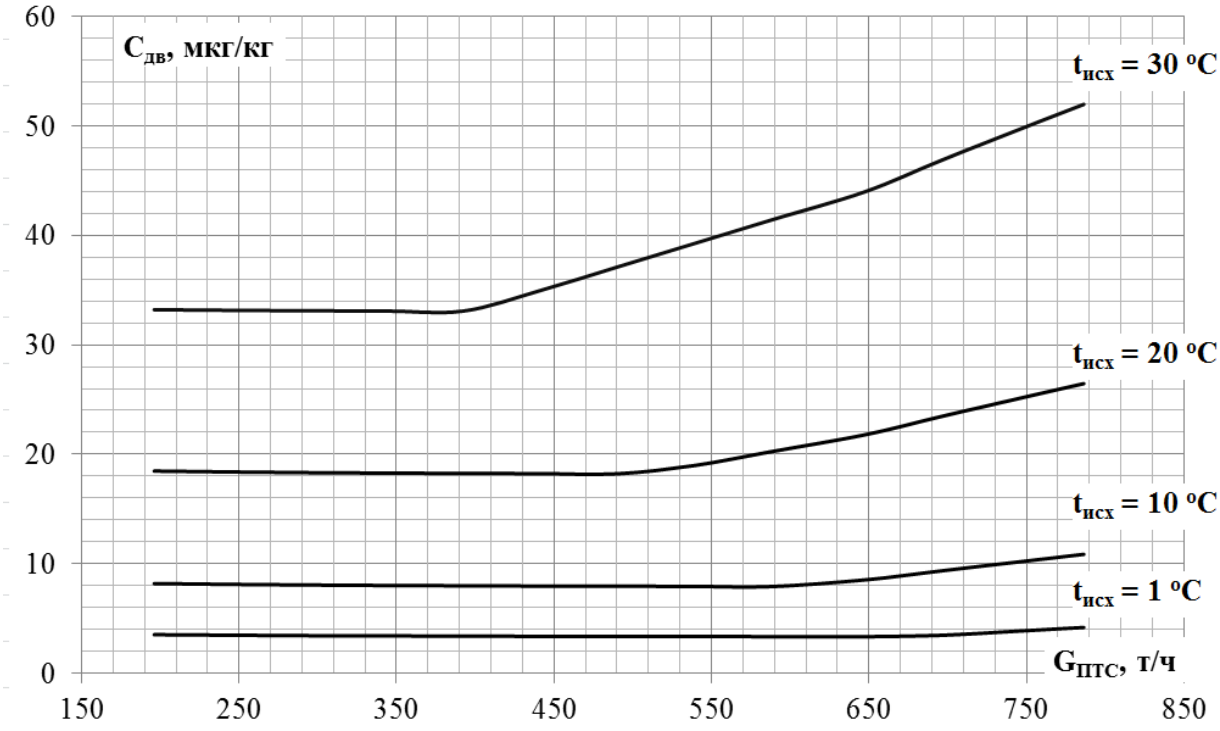


Рис. 4.16. Массовая концентрация растворённого кислорода в деаэрированной воде (подпиточной воде теплосети) $С_{дв}$ в зависимости от расхода воды на подпитку тепловой сети $G_{ПТС}$ и температуры исходной воды $t_{исх}$

4.2.4. Выводы по этапу работы

1. Разработана методика расчёта проектных технологических показателей двухцелевой деаэрационной установки для крупных отопительных ТЭЦ с открытым водоразбором из тепловой сети, обеспечивающей деаэрацию подпиточной воды тепловой сети и получение при этом дистиллята в качестве добавочной воды паровых котлов.

2. С использованием разработанной методики определены проектные режимные характеристики деаэрационной установки при различных значениях температуры исходной воды во всём регулировочном диапазоне изменения производительности. Результаты расчётов показывают следующее:

– существует возможность получения дистиллята в качестве добавочной воды паровых котлов с расходом до 13,5 т/ч. Производительность установки по дистилляту может быть увеличена, если поддерживать удельный расход выпара деаэратора на уровне более 20 кг/т. Однако при этом возникает вероятность ухудшения химического качества получаемого дистиллята из-за интенсификации капельного уноса деаэрируемой воды по трубопроводу выпара из ДЦВ;

– суммарный удельный расход выпара двух ступеней деаэрации не уменьшается менее 10 кг/т, что, согласно данным разработчика ДЦВ, должно обеспечивать качественную деаэрацию подпиточной воды тепловой сети. Расчётом показано, что массовая концентрация растворённого кислорода в деаэрированной воде практически во всем диапазоне нагрузок и температуры исходной воды не превосходит нормативного значения (50 мкг/кг);

– требуемая температура воды на входе в деаэратор не превосходит 90^{o}C, что позволяет использовать в подогревателе второй ступени в качестве греющего теплоносителя пар от коллектора собственных нужд с давлением 0,12 МПа или прямую сетевую воду;

– значения температуры деаэрированной воды (подпиточной воды тепловой сети) соответствуют увеличенным значениям температур для вакуумной деаэрации, что обеспечивает возможность применения рассматриваемой установки для подпитки теплосети с открытым водоразбором.

3. Двухцелевые деаэрационные установки на базе центробежно-вихревых деаэраторов могут быть рекомендованы для теплофикационных ТЭЦ и котельных с подключенными тепловыми сетями открытого типа, испытывающими дефицит в подпиточной воде паровых котлов.

4.3. Выводы по главе 4

1. Разработанная математическая модель деаэрации в центробежно-вихревой ступени легла в основу метода расчёта и его программной реализации. Программа предназначена для исследовательского и учебного моделирования и расчёта процессов массообмена в центробежно-вихревом деаэраторе. При разработке программного обеспечения метода расчёта использовался пакет MATLAB.

2. Разработана режимная карта по эксплуатации деаэрационной установки ДЦВ-200. Выявлены границы регулировочных диапазонов изменения тепло-гидравлических параметров деаэрационных установок на базе деаэраторов ДЦВ-200 котельной ОмПО «Иртыш» (г. Омск), в которых обеспечивается получение деаэрированной воды требуемого химического качества.

3. Разработанный метод расчёта и компьютерный модуль использованы при определении проектных показателей двухцелевой деаэрационной установки, предназначенной для деаэрации воды и получения при этом дистиллята. Первоначально эскизный проект такой установки разработан для Омской ТЭЦ-5. Проект передан ОАО «Зарубежэнергопроект» (г. Иваново), рекомендовавшему его в качестве типового технического решения при разработке проектной документации для реконструкции существующих или проектировании новых установок подпитки теплосети с открытым водоразбором мощных отопительных ТЭЦ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Проведён комплекс расчётных и экспериментальных исследований деаэрации воды в центробежно-вихревом деаэраторе, работающем в режиме перегретой воды, по результатам которых разработана математическая модель и метод расчёта процесса десорбции растворённого кислорода, позволяющие решать задачи повышения эффективности эксплуатации деаэраторов.

2. На основе комбинаторного подхода разработана математическая модель и метод расчёта площади межфазной поверхности в вихревом потоке в центробежно-вихревом деаэраторе, работающем в режиме перегретой воды. Площадь межфазной поверхности в рамках предложенного подхода однозначно определяется перегревом воды относительно температуры насыщения в ступени деаэрации.

3. С учётом теплообмена между паром и жидкостью разработана математическая модель движения одиночных пузырьков пара в вихревом потоке в центробежно-вихревом деаэраторе, позволяющая определить время их пребывания в ступени. Проведённые численные эксперименты показали, что время выхода пузырьков пара из воды и время пребывания воды в ступени деаэрации сопоставимы, что с учётом взаимодействия отдельных паровых пузырьков существенно осложняет расчёт кинетики процесса деаэрации и обусловливает целесообразность применения при моделировании интегрального подхода.

4. Получены новые экспериментальные данные по десорбции растворённого кислорода в центробежно-вихревом деаэраторе, на основе которых выполнена идентификация модели деаэрации воды и разработано эмпирическое обеспечение метода расчёта десорбции растворённого кислорода центробежно-вихревыми деаэраторами в виде критериального уравнения для определения коэффициента массопереноса по растворённому кислороду в ступени деаэрации. Относительная погрешность расчётного определения коэффициента массопереноса составила 6,5 %. Предложенное уравнение справедливо при изменении факторов в следующих диапазонах: критерия Фруда от 3,5 до 25,5; критерия Кутателадзе от 180 до 2075.

5. На основе полученной расчётной зависимости для определения площади межфазной поверхности от режимных параметров и критериального уравнения для расчёта коэффициента массопереноса по растворённому кислороду разработан метод расчёта десорбции растворённого кислорода деаэраторами центробежно-вихревого типа.

6. Результаты экспериментальных исследований деаэрационной установки на базе центробежно-вихревого деаэратора ДЦВ-200 оформлены в виде режимной карты и приняты к использованию в ОмПО «Иртыш» (г. Омск). Результаты математического моделирования приняты к использованию при оперативной диагностике указанной установки. Реализация результатов работы подтверждена актом внедрения.

7. На основе разработанной математической модели, метода расчёта десорбции растворённого кислорода и средств его компьютерной поддержки сформулирована и решена задача расчёта проектных технологических показателей двухцелевой деаэрационной установки, предназначенной для деаэрации воды и получения при этом дистиллята. Разработанный эскизный проект двухцелевой деаэрационной установки принят ОАО «Зарубежэнергопроект» (г. Иваново) в качестве типового технического решения, которое рекомендуется при реконструкции существующих или проектировании новых установок подпитки теплосети с открытым водоразбором мощных отопительных ТЭЦ, что подтверждается актом внедрения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Аронсон, К.Э.** Теплообменники энергетических установок [Текст]: учебник для вузов / Аронсон К.Э., Блинков С.Н., Брезгин В.И. и др.; под ред. проф., докт. техн. Наук Бродова Ю.М. – Екатеринбург: Изд-во «Сократ», 2002. – 968 с.
2. **Шарапов, В.И.** Термические деаэраторы [Текст]/ Шарапов В.И., Цюра Д.В. – Ульян. гос. техн. ун-т., 2003. – 560 с.
3. **Оликер, И.И.** Термическая деаэрация воды в отопительно-производственных котельных и тепловых сетях [Текст] / Оликер И.И. – Л.: Стройиздат, 1972. – 137 с.
4. **Оликер, И.И.** Термическая деаэрация воды на тепловых электростанциях [Текст] / Оликер И.И., Пермяков В.А. – Л.: Изд-во «Энергия», 1971. – 185 с.
5. **Теплоэнергетика и теплотехника** [Текст]: в 3 кн. Кн. 1. Теплоэнергетика и теплотехника: Общие вопросы: Справочник / Под общ. ред. чл.-корр. РАН Клименко А.В. и проф. Зорина В.М. – 3-е изд., перераб. – М.: Изд-во МЭИ, 1999. – 528 с.
6. **Тепловые и атомные** электростанции [Текст]: Справочник / под общ. ред. Клименко А.В., Зорина В.М. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2003. – 245 с.
7. **Рихтер, Л.А.** Вспомогательное оборудование тепловых электростанций [Текст] / Рихтер Л.А., Елизаров Д.П., Лавыгин В.М. М.: – Энергоиздат, 1987. – 216 с.
8. **Повышение эффективности** и надежности теплообменных аппаратов паротурбинных установок [Текст] / Под ред. Бродова Ю.М. – Екатеринбург, 2004. – 464 с.
9. **Жук, Н.П.** Курс тории коррозии и защиты металлов [Текст] / Жук Н.П. – М.: Изд-во «Металургия», 1976. – 472 с.
10. **Тодт, Ф.** Коррозия и защита от коррозии [Текст] / Ф. Тодт ; пер. с нем. Акинфиева Л.И., Егорова А.Е., Оберштейна Н.О. и др. – Л.: Изд-во «Химия», 1967.– 712 с.
11. **Акользин, П.А**. Предупреждение коррозии металла паровых котлов [Текст] / Акользин П.А. – М.: Изд-во «Энергия», 1975. – 296 с.
12. **Акользин, П.А.** Коррозия и защита металла теплоэнергетического оборудования [Текст] / Акользин П.А. – М.: Энероиздат, 1982. – 304 с.
13. **Йовчев, М.** Коррозия теплоэнергетического и ядерно-энергетического оборудования [Текст] / М. Йовчев; пер. с болг. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 222 с.
14. **Глазырин, А.И.** Консервация энергетического оборудования [Текст] / Глазырин А.И., Кострикина Е.Ю. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 168 с.
15. **Маргулова, Т.Х.** Водные режимы тепловых и атомных электростанций [Текст]: Учеб. для вузов по спец. «Технология воды и топлива на тепловых и атомных электростанциях» / Маргулова Т.Х., Мартынова О.И. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Высш. шк., 1987. – 319 с.
16. **Шкроб, М.С.** Водоподготовка и водный режим паротурбинных электростанций [Текст]/ Шкроб М.С., Прохоров Ф.Г. – М.: Гос. энергетич. изд-во, 1961. – 472 с.

17. **Коэн, П.** Технология воды энергетических реакторов [Текст] / П. Коэн. – пер. с англ. – М.: Атомиздат, 1973. – 328 с.
18. **Герасимов, В.В.** Водный режим атомных электростанций [Текст] / Герасимов В.В., Касперович А.И., Мартынова О.И. – М.: Атомиздат, 1976. – 398 с.
19. **Бакластов, А.М.** Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок: Учеб. пособие для вузов / Бакластов А.М., Горбенко В.А., Удыма П.Г.; Под ред. Бакластов А.М. – М.: Энергоиздат, 1981. – 336 с.
20. **Правила технической эксплуатации тепловых электрических станций и сетей Российской Федерации: офиц. текст**: утв. Приказом Минэнерго России №229 от 19.06.03: ввод. в действие с 30.06.03: зарег. в Минюсте России 20.06.03 № 4799. – М.: Омега-Л, 2006. – 256 с.
21. **Правила технической эксплуатации тепловых энергоустановок:** офиц. текст: утв. Приказом Министерства энергетики Российской Федерации № 115 от 24.03.03: зарег. в Министерстве юстиции Российской Федерации 2.04.03. № 4358 – М.: ИНФРА-М, 2004. – 184 с. – (Б-ка журнала «Кадровая служба предприятия». Серия «Охрана труда». Вып. 13 (34)).
22. **Правила устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов (ПБ 10-574-03).** Серия 10. Выпуск 24 (Колл. авт. – М.: ГУП «НТЦ по безопасности в промышленности ГГТН России», 2003).
23. **Соколов, Е.Я.** Теплофикация и тепловые сети [Текст] / Соколов Е.Я.– М.: Энергоиздат, 1982. – 360 с.
24. **Назмиев, Ю.Г.** Теплообменные аппараты ТЭС [Текст] / Назмиев Ю.Г., Лазарев В.М. – М:. Энергоатомиздат, 1998. – 288 с.
25. **Кутателадзе, С.С.** Теплопередача при конденсации и кипении [Текст] / Кутателадзе С.С. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Гос. научно-техн. изд-во машиностроит. литер., 1952, – 231 с.
26. **Кутателадзе, С.С.** Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие [Текст] / Кутателадзе С.С. – М.: Энергоатомиздат, 1990, – 367 с.
27. **Кутателадзе, С.С.** Основы теории теплообмена [Текст] / Кутателадзе С.С. – Новосибирск: Наука (СО), 1970. – 660 с.
28. **Исаченко, В.П.** Теплопередача: Учебник для вузов [Текст] / Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С.; – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1981. – 416 с.
29. **Исаченко, В.П.** Теплообмен при конденсации [Текст] / Исаченко В.П.;– М.: Энергия, 1977. – 240 с.
30. **Кутепов, А.М.** Гидродинамика и теплообмен при парообразовании [Текст]/ Кутепов А.М., Стерман А.С., Стюшин Н.Г.; – М.: Высшая школа, 1986. – 448 с.
31. **Кафаров, В.В.** Основы массопередачи [Текст] / Кафаров В.В. – М.: Наука, 1972. – 496 с.

32. **Яворский, Б.М.** Справочник по физике [Текст] / Яворский Б.М., Детлаф А.А.; – М.: Наука, 1980. – 512 с.
33. **Кутателадзе, С.С.** Гидравлика газо-жидкостных систем [Текст] / Кутателадзе С.С., Стырикович М.А.; – М.: Гос. энергетич. изд-во, 1958, – 232 с.
34. **Процессы и аппараты химической технологии** [Текст]. Т. 1. Основы теории процессов химической технологию. / под ред. Кутепова А.М. – М.: Логос, 2000. – 480 с.
35. **Жуков, В.П.** Системный анализ энергетических тепломассообменных установок [Текст] / Жуков В.П., Барочкин Е.В. – Иваново: ГОУ ВПО «Иван. гос. энерг. ун-т им. В.И. Ленина». – 2009. – 176 с.
36. **Рамм, В.М.** Абсорбция газов [Текст] / Рамм В.М. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во «Химия», 1976 г. – 656 с.
37. **Хоблер, Т.** Массопередача и абсорбция [Текст] / Т. Хоблер. – пер. с польского.– Л.: Изд-во «Химия», 1964. – 480 с.
38. **Астарита, Дж.** Массопередача с химической реакцией [Текст] / Дж. Астарита. – Л.: Изд-во «Химия», 1971. – 224 с.
39. **Коган, В.Б.** Равновесие между жидкостью и паром: Справочное пособие [Текст] / Коган В.Б., Фридман В.М., Кафаров В.В. – М.: Изд-во «Наука», 1966. – 644 с.
40. **Справочник по теплообменникам: В 2 т. Т 1** / Пер. с англ., под ред. Петухова Б.С., Шикова В.К. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 560 с.
41. **Справочник по теплообменникам: В 2 т. Т 2 /** Пер. с англ., под ред. Мартыненко О.Г., Михалевича А.А., Шикова В.К. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.
42. **Мизонов, В.Е.** Аэродинамическая классификация порошков [Текст]/ Мизонов В.Е., Ушаков С.Г. – М.: Химия, 1989. – 160 с.
43. **Накоряков, В.Е.** Исследование турбулентных течений двухфазных сред [Текст] / Накоряков В.Е. и др.; под ред. Кутателадзе С.С. –Новосибирск: СО АН СССР, 1973.–315 с.
44. **Лыков, А.В.** Теория тепло- и массопереноса [Текст] / Лыков А.В., Михайлов Ю.А. – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 536 с.
45. **Лыков, А.В.** Тепломассообмен: Справочник./ Лыков А.В. – М.: Энергия, 1972.– 560 с.
46. **Романенко, П.Н.** Гидродинамика и тепломассообмен в пограничном слое: Справочник [Текст] / Романенко П.Н. – М.: Энергия. – 464 с.
47. **Дейч, М.Е.** Газодинамика двухфазных сред [Текст] / Дейч М.Е., Филиппов Г.А. – 2-е изд. – М.: Энергоиздат, 1981. – 432 с.
48. **Шлихтинг, Г**. Теория пограничного слоя [Текст]/ Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1974. – 420 с.
49. **Уонг, Х.** Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров: Справочник [Текст] / Х. Уонг. – М.: Атомиздат, 1979. – 265 с.
50. **Гришук, И.К.** Исследование работы барботажных тарелок [Текст] / Гришук И.К., Столяров Б.М. // Теплоэнергетика, 1960. – № 4.

51. **Цюра, Д.В.** Регулирование расхода выпара термических деаэраторов [Текст] / Цюра Д.В., Малинина О.В., Шарапов В.И. // Матер. Четвертой Российской науч.-техн. конф. «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности». – Ульяновск.: Ульян. гос. техн. ун-т, 2003.
52. **Справочник химика** / 2-е изд., перераб. и доп. Т. 3 Химическое равновесие и кинетика. Свойства растворов. Электродные процессы. – М.: Изд-во «Химия», 1965 г., – 1008 с. – 16000 экз.
53. **Барочкин, Е.В.** О моделировании газообмена в пароводяном тракте ТЭС [Текст] / Барочкин Е.В., Жуков В.П., Ледуховский Г.В. и др. // Вестн. Ивановского гос. энергетич. ун-та – 2006. – вып. 2. – С. 28-31.
54. **Гришук, И.К.** О механизме деаэрации воды в струях [Текст] / Гришук И.К. // Теплоэнергетика, 1957. – № 4.
55. **Шарапов, В.И.** О регулировании термических деаэраторов [Текст] / Шарапов В.И., Цюра Д.В. // Электрические станции. – 2000. – № 7.
56. **Кутателадзе, С.С.** Анализ подобия в теплофизике [Текст] / Кутателадзе С.С.,. – Новосибирск: Наука, 1982, – 280 с.
57. **Бойко, Е.А.** Тепловые электрические станции (расчёт и проектирование рекуперативных теплообменных аппаратов ТЭС); Учебное пособие / Бойко Е.А., Красноярск ИПЦ КГТУ, 2006. – 925 с.
58. **Расчёт** и проектирование термических деаэраторов: РТМ 108.030.21-78 / Пермяков В.А., Гиммельберг А.С., Виханский Г.М., Шубников Ю.М. – Л.: НПО ЦКТИ, 1979. – 130 с.
59. **Дж. Г. Перри.** Справочник инженера-химика. В 2 т. Т. 1 [Текст] / Джон Г. Перри. Перевод с англ. под ред. акад. Жаворонкова Н.М. и чл.-корр. АН СССР Романкова П.Г.– Л.: «Химия», 1969.
60. **Бакластов, А.М.** Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок. Учеб. пособие для студентов специальности «Промышленная теплоэнергетика» высших учебных заведений. [Текст] / Бакластов А.М. – М., «Энергия», 1970. – 568 с.
61. **Рид, Р.** Свойства газов и жидкостей: Справочное пособие [Текст] / Р. Рид, Дж. Прауснитц, Т. Шервуд, перевод с англ. под ред. Соколова Б.И. – 3-е изд. – Л.: Химия, 1982.– 532 с.
62. **Кутателадзе, С.С.** Нагрев и деаэрация воды при непосредственном смешении её с паром [Текст] / Кутателадзе С.С., Зысин В.А. // За новое советское энергооборудование. – Л., 1939. – С. 86-124.
63. **Оликер, И.И.** Работа термического деаэратора атмосферного давления с барботажным устройством ЦКТИ [Текст] / Оликер И.И., Пермяков В.А., Бранч Н.М. // Электрические станции. – 1966. – № 12.
64. **Иоффе, И.Л.** Проектирование процессов и аппаратов химической технологии [Текст] / Иоффе И.Л. – Л.: Химия, 1991. – 352 с.

65. **Елин, Н.Н.** Ячеечная модель поперечно-поточного теплообмена между сыпучим материалом и газом [Текст] / Елин Н.Н., Мизонов В.Е., Медведев В.Б., Субботин В.И. // Изв. вузов «Химия и хим. технология». – 2008. т.53. – №5. – С.135-137.
66. **Елин, Н.Н.** Моделирование теплообмена между потоками газа и сыпучего материала при распределённой подаче газа [Текст] / Елин Н.Н., Мизонов В.Е., Медведев В.Б., Субботин В.И. // Вестник ИГЭУ». – 2008. – №3. – С.32-33.
67. **Мизонов, В.Е.** Применение теории цепей Маркова к моделированию процессов в дисперсных средах [Текст] / Мизонов В.Е., H. Berthiaux, Жуков В.П., Пономарев Д.А. // Международная научная конференция. «Энерго- ресурсосберегающие технологии и оборудование, экологически безопасные производства». 14 – 17 сентября 2004г., Иваново, Т.1.
68. **Мизонов, В.Е.** Применение теории марковских цепей к моделированию механических процессов химической технологии [Текст] / Мизонов В.Е., Баранцева Е.А., H. Berthiaux, K. Marikh; // V Международн. научн. конф. «Теор. и экспер. основы создания новых высокоэффективных химико-технологических процессов и оборудования». Сб. трудов. 26-28 июня, 2001г. Иваново. – С. 92-94.
69. **Berthiaux, H.** Analysis of Grinding Processes by Markov Chains [Текст] / H. Berthiaux. – Chemical Engineering Science, 55 (2000), pp. 4117-4127.
70. **Tamir, A.** Applications of Markov Chains in Chemical Engineering [Текст] / A. Tamir. – Amsterdam: lsevier publishers, 1998, – 604 p.
71. **Mizonov, V.** On Possible Instability of Throughputs in Complex Milling Circuits [Текст] / V. Mizonov, et al Proc. of the 4th International Conference for Conveying and Handling of Particulate Solids, v.1. Budapest, Hungary, May 2003, pp. 8.23-8.26.
72. **Огурцов, А.В.** Моделирование истирания частиц в кипящем слое на основе теории цепей Маркова [Текст] / Огурцов А.В., Жуков В.П., Мизонов В.Е., Овчинников Л.Н. // Изв. вузов «Химия и хим. технология». – 2003. т.46. – №7. – С. 64-66.
73. **Мизонов, В.Е.** Расчётно-экспериментальное исследование процесса измельчения материала в струйной мельнице [Текст] / Мизонов В.Е., Жуков В.П., H. Otwinowski, Межеумов Г.Г., Барочкин Е.В. // Изв. вузов «Химия и хим. технология». – 2000. т.45. – №4. – С. 157-159.
74. **Барочкин, Е.В.** Алгоритм структурно-параметрического синтеза систем тепломассообменных аппаратов со сложной конфигурацией потоков [Текст] / Барочкин Е.В. // Вестн. Ивановского гос. энергетич. ун-та – 2006. – вып. 4. – С. 66-68.
75. **Барочкин, Е.В.** Математическое моделирование многоступенчатых теплообменников сложной конфигурации [Текст] / Барочкин Е.В., Жуков В.П., Ледуховский Г.В. // Изв. вузов «Химия и хим. технология». – 2004. т.47. – №2. – С. 45-47.

76. **Барочкин, Е.В.** Метод расчёта многоступенчатых теплообменных аппаратов с учётом фазового перехода [Текст]/ Барочкин Е.В., Жуков В.П., Ледуховский Г.В., Х. Отвиновский // Изв. вузов «Химия и хим. технология». – 2004. т.47. – №2. – С. 170-173.
77. **Барочкин, Е.В.** Обобщённая модель каскадных теплообменных аппаратов с учётом фазовых переходов [Текст] / Барочкин Е.В., Жуков В.П., Ледуховский Г.В. // Изв. вузов «Химия и хим. технология». – 2004. т.47. – №3. – С. 67-69.
78. **Барочкин, Е.В.** Моделирование тепломассообмена в смешивающих подогревателях со сложной конфигурацией потоков [Текст] / Барочкин Е.В., Жуков В.П., Ледуховский Г.В. // Изв. вузов «Химия и хим. технология». – 2004. т.47. – №4. – С. 164-166.
79. **Барочкин, Е.В.** Моделирование тепломассообмена в струйных деаэраторах со сложной конфигурацией потоков / Барочкин Е.В., Жуков В.П., Ледуховский Г.В., Борисов А.А. // Изв. вузов «Химия и хим. технология». – 2004. т.47. – №9. – С. 76-79.
80. **Барочкин, Е.В.** Обобщённый метод расчёта многоступенчатых деаэраторов [Текст] / Барочкин Е.В., Жуков В.П., Ледуховский Г.В., Борисов А.А. // Изв. вузов «Химия и хим. технология». – 2004. т.47. – №9. – С. 100-103.
81. **Ледуховский, Г.В.** Метод расчёта многоступенчатых теплообменников сложной конфигурации с учётом фазового перехода теплоносителей [Текст] / Ледуховский Г.В., Жуков В.П., Барочкин Е.В. // Вестн. Ивановского гос. энергетич. ун-та – 2004. – вып. 3. – С. 138-139.
82. **Магдиев, Е.В.** Исследование переходных процессов в струйных деаэраторах с использованием теории цепей Маркова [Текст] / Магдиев Е.В., Жуков В.П., Барочкин Е.В., Мизонов В.Е. // «Химическая промышленность сегодня». – 2008. – Вып. 7. – С. 83–86.
83. **Вулис, Л.А.** Теория и расчёт магнитогазодинамических течений в каналах [Текст] / Вулис Л.А. – М.: Атомиздат. 1971. –384 с.
84. **Веденяпин, В.В.** Кинетическое уравнение Больцмана и Власова [Текст] / Веденяпин В.В., – М.: Физматлит, 2001. – 112 с.
85. **Kremer, G.M.** An Introduction to the Boltzmann Equation and Transport Processes in Gases [Текст] / G.M. Kremer.- Springer-Verlag: Berlin, 2010.
86. **Rjasanow, S.,** Wagner W.: Stochastic numerics for the Boltzmann equation [Текст] / S. Rjasanow, W. Wagner .- Springer: Berlin, 2005.
87. **Шелест, А.В.** Метод Боголюбова в динамической теории кинетических уравнений [Текст] / Шелест А.В. – М.: Наука, 1990. –159 с.
88. **Takizuka, T.** A binary collision model for plasma simulation with a particle code [Текст] / T. Takizuka, H. Abe // Journal of Computational Physics.-1977.- 25.- P. 205-219.
89. **Ma, S.** Binary collision model in gyrokinetic simulation plasmas / S. Ma, R.D. Sydora, J.M. Dawson // Computer Physics Communications.- 1993.- 77.-P. 190-206.

90. **Жуков, В.П.** Моделирование механических процессов в струйных мельницах кипящего слоя на основе уравнения Больцмана [Текст] / Жуков В.П., H. Otwinowski, Беляков А.Н., D. Urbaniak// Вестн. Ивановского гос. энергетич. ун-та – 2011. – вып. 2. – С. 68-70.
91. **ГОСТ Р 51592-2000**. Вода. Общие требования к отбору проб : офиц. текст.: введ. 01.07.2001. – М.: Госстандарт России; М.: ИПК Изд-во стандартов, 2000. – 32 с.
92. **ИСО 5667/1-82**. Качество воды. Отбор проб. Часть 1. Руководство по составлению программы отбора проб: офиц. текст.–М.: Ордена «Знак Почёта» Изд-во стандартов, 1988.–24 с.
93. **Осипова, В.А.** Экспериментальное исследование методов теплообмена [Текст] / Осипова В.А. – 3-е изд. – М.: Энергия, 1979. – 327 с.
94. **Налимов В.В.** Теория эксперимента [Текст] / Налимов В.В. – М.: Наука, 1971. – 340 с.
95. **Теплоэнергетика и теплотехника**: в 3 кн. Кн. 2. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник [Текст] / Под общ. ред. чл.-корр. РАН Клименко А.В. и проф. Зорина В.М. – 3-е изд., перераб. –М.: Изд-во МЭИ, 2001. – 564 с.
96. **Жуков, В.П.** Моделирование и расчёт совмещённых процессов на основе уравнения Больцмана [Текст] / Жуков В.П., Беляков А.Н. // Изв. вузов «Химия и хим. технология». – 2010. т.53. – №11. – С. 114-117.
97. **Вильсон, Д.** Энтропийные методы моделирования сложных систем [Текст] / Д. Вильсон. – М.: Наука, 1978. – 248 с.
98. **Андрющенко, А.И.** Оптимизация тепловых циклов и процессов ТЭС [Текст] / Андрющенко А.И., Змачинский А.В., Понятов В.А. – М.: Высшая школа, 1974. – 276 с.
99. **Шаргут, Я.** Эксергия [Текст]/ Я. Шаргут, Р. Петела. – М.: Энергия, 1968. – 240 с.
100. **Бродянский, В.М.** Эксергетический метод термодинамического анализа [Текст] / Бродянский В.М.; – М.: Энергия, 1973. – 217 с.
101. **Методические указания** по составлению и содержанию энергетических характеристик оборудования тепловых электростанций [Текст]: РД 34.09.155-93: разраб. «Фирма по наладке, совершенствованию технологии и эксплуатации электростанций и сетей ОРГРЭС», утв. Министерством топлива и энергетики России 22.09.1993, ввод. в действие с 01.12.1993.
102. **Кафаров, В.В.** Оптимизация тепломассообменных процессов и систем [Текст] / Кафаров В.В., Мешалкин В.П., Гурьева Л.В. – М.:-Энергоатомиздат.1988.-192 с.
103. **Валдма, М.Х.** Методика оптимизации распределения нагрузок между агрегатами и расчёта вход-выход характеристик тепловой электростанции [Текст] / Валдма М.Х., Таммоя Х.Э.-Тр. Таллинск. политех. ин-та, 1976, Сб. VI, № 403, с. 29-44.
104. **Леонков, А.М.** К вопросу повышения энергетической эффективности теплофикационных турбин [Текст] / Леонков А.М., Качан А.Д. Изв. вузов СССР.-Энергетика, 1970, № 11, с. 43-49.

105. **Аминов, Р.З.** Векторная оптимизация режимов работы электростанций [Текст] / Аминов Р.З. – М.: Энергоатомизхдат, 1994. – 304 с.
106. **Качан, А.Д.** Оптимизация режимов подогрева сетевой воды и мощности блоков 250 МВт при работе с частичными тепловыми нагрузками [Текст] / Качан А.Д., Стрелкова О.А., Антоник В.В., Рымашевский Ю.В., Воронов Е.О., Рыков А.Н. // Электрические станции.– 2002.– №3.– С.21-25.
107. **Качан, А.Д.** Оптимизация режимов и повышение эффективности работы паротурбинных установок ТЭС [Текст] / Качан А.Д. – Минск: Высшая школа, 1985. – 176 с.
108. **Вентцель, Е.С.** Исследование операций [Текст] / Вентцель Е.С. – М.: Советское радио, 1972. – 356 с.
109. **Ледуховский Г.В.** Совершенствование технологии десорбции кислорода в струйно-барботажных деаэраторах атмосферного давления: дис. канд. техн. наук: 05.14.14. – Иваново, 2008. – 226 с.
110. **Беллман, Р.** Динамическое программирование [Текст] / Р. Беллман. – М.: Иностранная литература, 1960. – 336 с.
111. **Зельдович, Б.Я.** Элементы прикладной математики [Текст] / Зельдович Б.Я., Мышкис А.Д. – М.: Наука, 1967. – 648 с.
112. **Карманов, В.Г.** Математическое программирование [Текст] / Карманов В.Г. – М.: Физматлит, 2004. – 264 с.
113. **Дьяконов, В.П.** Справочник по алгоритмам и программам на языке бейсик для персональных ЭВМ [Текст] / Дьяконов В.П. – М.: Наука, 1987. – 240 с.
114. **Бояринов, А.И.** Методы оптимизации в химической технологии [Текст] / Бояринов А.И., Кафаров В.В. – М.: Химия, 1969. – 218 с.
115. **Зимин, Б.А.** Сможет ли Россия преодолеть техническое и технологическое отставание: записки изобретателя [Текст]/ Зимин Б.А. – М.: Новости теплоснабжения, 2011. – 225 с.
116. **Шарапов, В.И.** Деаэрация воды в теплогенерирующих установках малой мощности [Текст] / М.: Новости теплоснабжения, 2007.–вып.5.– С. 16-22.
117. Сайт **ООО «АэроГидроТех»** [Электронный ресурс]. – http://a-g-t.ru
118. **Галустов, В.С.** Прямоточные распылительные аппараты в теплоэнергетике [Текст] / Галустов В.С. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 240 с.
119. Сайт **«Forcel»** [Электронный ресурс]. – http://www.forcel.ru
120. **Справочник** по теплообменным аппаратам энергетических установок / Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю. и др.; под общ. ред. проф., докт. техн. наук, проф. Бродова Ю.М. – М.: Изд. дом МЭИ, 2008. – 480 с.
121. **ГОСТ 16860-88.** Деаэраторы термические. Типы, основные параметры, приёмка, методы контроля. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 7 с.

122. **Шарапов, В.И.** Вакуумная деаэрация воды для систем теплоснабжения [Текст] / М.: Водоочистка, 2007. – вып. 1.
123. **Шарапов, В.И.** Проблемы термической деаэрации воды для систем теплоснабжения [Текст] / Доклад на заседании секции «Теплофикация и теплоснабжение» НТС ОАО РАО «ЕЭС России» 27 февраля 2008 г.
124. Персональный сайт **Б.А. Зимина** [Электронный ресурс]. – http://ziminx.narod.ru
125. **Шарапов, В.И.** Проверка деаэратора «АВАКС» в промышленной эксплуатации [Текст]/ Шарапов В.И., Орлов М.Е. – Ульяновск.: Ульян. гос. техн. ун-т. http://water.sarzem.ru/interes_img/AVAKS_proverka.pdf
126. Сайт **ООО «АВАКС»** [Электронный ресурс]. – www.kinmash.narod.ru
127. **Деаэратор «АВАКС»**: пат. 2246446 Рос. Федерация: C02F1/20, C02F103:02 / Аджиев З.М.; заявитель и патентообладатель Аджиев З.М. - №2001126955/15; заявл. 08.10.2001; опубл. 20.02.2005.
128. Сайт **ООО «КВАРК ПромЭнергоСистемы»** [Электронный ресурс]. – http://www.kwark.ru
129. Сайт **ООО НПО «Политехника»** [Электронный ресурс]. – http://www.gradirni.biz
130. **Галустов, В.С.** Модель процессов водоподготовки в прямоточных распылительных аппаратах [Текст] / Галустов В.С., Феддер И.Э. // Теплоэнергетика, 1986. – вып.5.
131. Сайты **НПО «Новые Технологии»** [Электронные ресурсы]. – http://newt.spb.ru/ и http://novie-tehnologii.ruprom.net
132. **Струйно-вихревой деаэратор**: пат. 2392230 Рос. Федерация: C02F1/20 / Васильев Д.В.; заявитель и патентообладатель Васильев Д.В. - №2008141077/15; заявл. 17.10.2008; опубл. 20.06.2010.
133. **Деаэратор**: пат. 2131555 Рос. Федерация: F22D1/50, C02F1/20, B01D19/00 / Зимин Б.А.; заявитель и патентообладатель Зимин Б.А. – № 97121266/06; заявл. 09.12.1997; опубл. 10.06.1999, Бюл. № 22 (I ч.). – 4 с.
134. **Зимин, Б.А.** Проблемы деаэрации воды в энергетике и способ их решения [Текст] / Зимин Б.А. // Новости теплоснабжения, 2006, - вып.1. С. 40-44.
135. Сайт **ООО «СторкПауэрСервисес»** [Электронный ресурс]. – http://www.storkrussia.com
136. **Шатова, И.А.** Выбор схемы включения прямоточных деаэрационных устройств [Текст] / Шатова И.А., Барочкин Е.В., Ледуховский Г.В. // Материалы IV Российской научно-практической конференции «Повышение эффективности теплоэнергетического оборудования». Иваново: ИГЭУ. 2005. С. 63-65.
137. **Шатова, И.А.** Оценка влияния октадециламина на деаэрацию химочищенной воды [Текст] / Шатова И.А., Барочкин Е.В., Ледуховский Г.В. // Материалы IV Российской научно-практической конференции «Повышение эффективности теплоэнергетического оборудования». Иваново: ИГЭУ. 2005. С. 66-69.

138. **Ледуховский, Г.В.** Реконструкция атмосферных струйных деаэраторов с применением кавитационных деаэрационных устройств «АВАКС» [Текст] / Ледуховский Г.В., Виноградов В.Н., Шатова И.А., Разинков А.А. // Вестн. Ивановского гос. энергетич. ун-та. – 2014. –вып.6. – С.5-10.
139. **Жаднов, О.В.** Опыт оптимальной организации водно-химического режима отопительных котельных малой и средней мощности [Текст] / Жаднов О.В. // Новости теплоснабжения. 2007. № 5. С. 23-30.
140. **Кувшинов, О.М.** Щелевые деаэраторы КВАРК - современный способ деаэрации жидкости [Текст]/ Кувшинов О.М. // Энергосбережение и водоподготовка. 2006. № 3. С. 45-52.
141. **Кувшинов, О.М.** Щелевые деаэраторы КВАРК – эффективное устройство для деаэрации жидкости [Текст] / Кувшинов О.М. // Журнал «Промышленная энергетика», 2007. – вып.7.
142. **Виноградов, В.Н.** Первичное энергетическое обследование и проблемы водоподготовки котельных [Текст] / Виноградов В.Н., Шатова И.А. // Материалы IV РНТК «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности». 24-25 апреля 2003 г. Ульяновск: УлГТУ. 2003. Том 2. С. 240-243.
143. **Аван, В.К.** Совершенствование водно-химического режима ТЭЦ среднего давления : дис. канд. техн. наук : 05.14.14 / Аван Васим Кайсир. – Иваново, 2011. – 140 с.
144. **Беляков, А.Н.** Моделирование совмещённых тепломассообменных процессов в барботажной ступени центробежно-вихревых деаэраторов [Текст]/Беляков А.Н., **Росляков А.Н.,** Жуков В.П., Ледуховский Г.В., Барочкин Е.В.// Химическая промышленность сегодня – 2015.–вып.6.– С. 32-41.
145. **Шарапов, В.И.** Подготовка подпиточной воды систем теплоснабжения с применением вакуумных деаэраторов [Текст] / Шарапов В.И. – М.: Энергоатомиздат, 1996. – 176 с.
146. **Мошкарин, А.В.** Деаэрационная установка двойного назначения на основе центробежно-вихревых деаэраторов [Текст] / Мошкарин А.В., Ледуховский Г.В., Виноградов В.Н., Зимин Б.А., Топоров Е.Н., Борисов И.А. // Вестн. Ивановского гос. энергетич. ун-та. – 2009. –вып.4. – С.1-5.
147. **Росляков, А.Н.** Комбинаторный подход к моделированию формирования межфазной поверхности в перегретой жидкости в центробежно-вихревых деаэраторах / Росляков А.Н., Жуков В.П., Ледуховский Г.В., Барочкин Е.В. // Вестн. ИГЭУ – 2015. – вып. 5. – С. 64-69.
148. Ледуховский, Г.В. Эмпирическое обеспечение математической модели деаэрации воды в центробежно-вихревых деаэраторах / Ледуховский Г.В., **Росляков А.Н.**, Виноградов В.Н., Жуков В.П., Барочкин Е.В. // Вестн. ИГЭУ – 2015. – вып. 5. – С. 5-10.
149. **Васильев, Д.В.** К вопросу о термической деаэрации [Текст] / Васильев Д.В. // «Новости теплоснабжения», 2011. – вып.6. С. 52-55.

150. **Васильев, Д.В.** Термическая деаэрация и пути создания универсальных прямоточных деаэраторов компактного типа [Текст] / Васильев Д.В., Успенский И.Н. // «Водоочистка, Водоподготовка, Водоснабжение.», 2011 – вып.11. С. 14-19.
151. **Несис, Е.И.** Кипение жидкостей [Текст] / Несис Е.И. // «Успехи физических наук», т.87, вып. 4, декабрь 1965 г., С. 615-653.
152. **W.L. Haberman** and R. Morton, Arm. Servic. Tech. Inform. AD19377 (1953).
153. **Левич, В.Г.** Физико-химическая гидродинамика [Текст]/ Левич В.Г.//М. Гостехиздат, 1959.
154. **J. Westwater**, Advance Chem. Engng. (New York) 1 (1956).
155. **H. Forster** and N. Zuber, J. Appl. Phys. 25, 474 (1954).
156. **Кружилин, Г.Н.** Изв. АН СССР, ОТН, № 5, 701 (1949). № 7, 967 (1948).
157. **Зельдович, Я.Б.** Избранные труды. Химическая физика и гидродинамика [Текст] / Зельдович Я.Б. // М.: Наука, 1984.—374 с.
158. **Ненаездников, А.Ю.** Повышение эффективности атмосферных деаэрационных установок с барботажными устройствами: дис. канд. техн. наук: 05.14.14 / Ненаездников Александр Юрьевич. – Иваново, 2014. – 159 с.
159. **Магдиев, Е.В.** Моделирование и оптимизация процессов в термических деаэраторах: дис. канд. техн. наук: 05.17.08 / Магдиев Евгений Валерьевич. – Иваново, 2009. – 126 с.
160. **Жуков, В.П.** Эволюция межфазной поверхности тепломассообмена в барботируемом слое [Текст] / Жуков В.П., Барочкин Е.В., Ненаездников А.Ю., Беляков А.Н., **Росляков А.Н.** // Вестн. Ивановского гос. энергетич. ун-та – 2012. – вып. 4. – С. 12-16.
161. **Барочкин, Е.В.** Оптимальное управление межфазной поверхностью в барботажной ступени атмосферных деаэраторов [Текст] / Барочкин Е.В., Жуков В.П., Ненаезников А.Ю., Беляков А.Н., **Росляков А.Н.** // Вестн. Ивановского гос. энергетич. ун-та. – 2012. –вып.4. – С.58-62.
162. **Коновалов, В.И.** Техническая термодинамика [Текст] / Коновалов В.И. – Иваново, 2005. – 620 с.
163. **Mizonov V**. Simulation of Grinding: New Approaches / V. Mizonov, V. Zhukov, S. Bernotat. – Ivanovo: ISPEU Press, 1997. – 108 p**.**
164. **Касаткин, А.Г.** Основные процессы и аппараты химической технологии [Текст] / Касаткин А.Г. – М.: Химия, 1971. – 784 с.
165. **Корн Г.** Справочник по математике (для научных работников и инженеров). – М.: Высшая школа ,1973. – 500 с.
166. **Ландау, Л.Д.** Теоретическая физика. Т.6. Гидродинамика [Текст] / Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. // М.: Наука, 1986.
167. **Лойцянский, Л.Г.** Курс теоретической механики [Текст] / Лойцянский Л.Г. – М.: Наука, 1982. – 640 с.

168. **Применение** пакетов прикладных программ при изучении курсов механики жидкости и газа: Учебное пособие / Кондратин Т.В., Ткаченко Б.К., Березникова М.В. и др. – М.: МФТИ, 2005. – 104 с.
169. **Росляков, А.Н.** Анализ процесса дегазации в центробежно-вихревых деаэраторах / **Росляков А.Н.**, Ледуховский Г.В., Жуков В.П., Барочкин Е.В., Зимин Б.А., Виноградов В.Н. // Вестн. ИГЭУ – 2014. – вып. 4. – С. 11-16.
170. **Беляков, А.Н.** Термодинамический подход к моделированию и управлению совмещёнными процессами тепломассообмена в центробежных деаэраторах/ Беляков А.Н., **Росляков А.Н.**, Жуков В.П., Ледуховский Г.В., Барочкин Е.В. // Известия ВУЗов. Экономика, финансы и управление производством – 2014. – вып. 3. – С. 103-109.
171. **Ненаездников, А.Ю.** Моделирование формирования межфазной поверхности тепломассообмена в барботажной ступени атмосферных деаэраторов / Ненаездников А.Ю., **Росляков А.Н.**, Барочкин Е.В. // Материалы междунар. научно-техн. конф. «Энерго- и ресурсосбережение в теплоэнергетике и социальной сфере». – Челябинск: ЮУрГУ – 2013. – С. 233-234.
172. **Барочкин, А.Е.** Аналитическое решение задачи теплопередачи в многопоточных теплообменных аппаратах / Барочкин А.Е., Жуков В.П., **Росляков А.Н.** // Материалы XV Межд. науч. техн. конф. Бенардосовские чтения «Состояние и перспективы развития электротехнологии». – Иваново. – 2011. – Т.2. – С. 311-314.
173. **Барочкин, А.Е.** Моделирование совмещённых процессов в многофазной среде конденсатора турбины / Барочкин А.Е., Жуков В.П.**, Росляков А.Н.,** Беляков А.Н. // Сб. трудов XXV МНК «Математические методы в технике и технологиях ММТТ25». – Саратов– 2012. – Т.7. – С.134 – 135.
174. **Жуков, С.В.** Формирование межфазной поверхности в барботируемом слое / Жуков С.В., **Росляков А.Н.**, Жуков В.П., Барочкин Е.В. // Девятая международная научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Энергия-2014»: Материалы конференции. В 7 т. Т.4, – Иваново: ФГБОУ ВПО Ивановский государ. энергетический университет им. В.И. Ленина, 2014, – 372 с. С 236-238.
175. **Росляков, А.Н.** Оценка эффективности дегазации в центробежно-вихревом деаэраторе / Росляков А.Н., Барочкин Е.В., Жуков В.П., Ледуховский Г.В. // Сб. трудов XXVII МНК «Математические методы в технике и технологиях ММТТ27». –Тамбов– 2014. –т.8, - С.26-28.
176. **Росляков, А.Н.** Исследование тепломассопереноса в центробежно-вихревых деаэраторах/ Росляков А.Н., Барочкин Е.В., Жуков В.П. // Сб. трудов XXVII МНК «Математические методы в технике и технологиях ММТТ27». –Иваново– 2014. –т.9, стр. 27-29.

177. **Росляков, А.Н.** Моделирование совмещённых процессов тепломассообмена в центробежных деаэраторах / Росляков А.Н., Жуков В.П., Ледуховский Г.В., Барочкин Е.В. // Материалы XVIII Межд. науч. техн. конф. Бенардосовские чтения «Состояние и перспективы развития электротехнологии». – Иваново. – 2015. – Т.2. – С. 311-315.
178. **Разработка** эмпирического обеспечения ячеечной модели деаэрации воды в деаэраторных баках с затопленным барботажным устройством / Горшенин С.Д., Ненаездников А.Ю., Ледуховский Г.В., Жуков В.П., Барочкин Е.В. // Вестник ИГЭУ. – 2013. – вып. 5. – С. 9-13.
179. **Дрейпер Н., Смит Г.** Прикладной регрессионный анализ. В 2 кн. Кн. 1. Пер. с англ. – М.: Финансы и статистика, 1986. – 366 с.
180. **Дрейпер Н., Смит Г.** Прикладной регрессионный анализ. В 2 кн. Кн. 2. Пер. с англ. – М.: Финансы и статистика, 1986. – 352 с
181. **Фарахов, М.М.** Метод эквивалентного канала в моделировании массопереноса в хаотичных насадочных слоях / Фарахов М.М., Лаптев А.Г., Фарахов Т.М. // Фундаментальные исследования, 2014. – вып.9. – С.2148-2152.
182. **Лаптев, А.Г.** Модели пограничного слоя и расчёт тепломассообменных процессов. [Текст] / Лаптев А.Г. – Казань: Изд-во Казанск. ун-та, 2007. – 500 с.
183. **Лаптев, А.Г.** Основы расчёта и модернизация тепломассообменных установок в нефтехимии. [Текст] / Лаптев А.Г., Фарахов М.И., Минеев Н.Г. – Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2010. – 574 с.
184. **Лаптев, А.Г.** Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов. [Текст]/ Лаптев А.Г., Николаев Н.А., Башаров М.М. – М.: Теплотехник, 2011. – 288 с.
185. **Росляков, А.Н.** Блочная двухцелевая деаэрационная установка на базе центробежно-вихревого деаэратора / Росляков А.Н., Петухова А.Ю., Ледуховский Г.В. // Радиоэлектроника, электротехника и энергетика // Двадцать первая Междунар. науч. – техн. конф. студентов и аспирантов: Тез. докл. В 4-х т. Т. 4 – М.: Издательский дом МЭИ, 2015. – 303 с. С. 64.

ПРИЛОЖЕНИЕ
Документы, подтверждающие практическое использование результатов работы

АО «Росэлектроника»

Открытое акционерное общество
«Омское производственное объединение «ИРТЫШ»
(ОАО «ОмПО «Иртыш»)

Российская Федерация, 644060, г. Омск, ул. Гуртьева, 18
телефон: (3812) 44-87-02, 44-87-05, факс: (3812) 43-11-29, 43-11-39
E-mail:irtysh@irtysh.com.ru, Web:www.irtysh.com.ru, для телеграмм: «ОРЕХ»
ИНН: 5505211490, КПП: 554250001

Исх. № _____/_____ от _____
На № _____/_____ от _____

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов научно-исследовательской работы

1. Научно-исследовательская работа (НИР) «Исследование термической центробежно-вихревой деаэрации» выполнена коллективом Ивановского государственного энергетического университета им. В.И. Ленина в составе: д.т.н., профессор Е.В. Барочкин (руководитель работы), к.т.н., доцент Г.В. Ледуховский (ответственный исполнитель), д.т.н., профессор В.П. Жуков (научный консультант), докторант А.Н. Беляков (исполнитель), аспирант А.Н. Росляков (исполнитель).

В рамках НИР разработана математическая модель термической центробежно-вихревой деаэрации. Экспериментальные исследования и результаты математического моделирования деаэрации на установке ДЦВ-200 позволили определить режимы её эффективной работы.

2. Результаты НИР включают характеристику математической модели, однофакторные и критериальные зависимости характеристик процесса деаэрации от его режимных факторов в графическом и табличном видах, техническое заключение и проект уточнённой с использованием указанных зависимостей режимной карты деаэрационной установки ДЦВ-200. Данные результаты представлены в виде отчёта на электронном и бумажном носителях.

3. Результаты математического моделирования деаэрационной установки на базе центробежно-вихревого деаэратора ДЦВ-200 приняты к использованию для составления уточнённой режимной карты и при оперативной диагностике указанной установки.

5 Ожидаемый эффект от внедрения обусловлен улучшением качества деаэрированной воды и уменьшением внутренней коррозии системы, потребляющей деаэрированную воду.

031995

Главный энергетик ОмПО «Иртыш» _____ Е. А. Евсеев
Зам. главного энергетика _____ М.Л. Левин
Начальник котельной _____ В.В. Налётов

УТВЕРЖДАЮ
Технический директор
ОАО «Зарубежэнергопроект»
_____ О.В. Малков
«01» сентября 2015 г.

АКТ ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ НАУЧНОЙ ПРОДУКЦИИ

1. **Наименование научно-технической продукции:** Эскизный проект «Деаэрационная установка двойного назначения на базе центробежно-вихревого деаэратора ДЦВ-670».
2. **Разработчик(и):** Ледуховский Григорий Васильевич, Виноградов Владимир Николаевич, Росляков Антон Николаевич, Горшенин Сергей Дмитриевич, Беляков Антон Николаевич, Барочкин Евгений Витальевич, Жуков Владимир Павлович (ФГБОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина», г. Иваново, ул. Рабфаковская, 34).
3. **Краткая характеристика научно-технической продукции или её элементов, принятых к использованию или используемых:** Эскизный проект выполнен на электронном носителе и включает технологическую схему установки, перечень и технические характеристики входящего в её состав оборудования, характеристики трубопроводов, а также зависимости основных технологических параметров установки от нагрузки и значений внешних факторов в графическом и табличной виде.
4. **Форма передачи:** На некоммерческой основе без передачи авторских прав.
5. **Форма использования, дата начала использования:** Эскизный проект двухцелевой деаэрационной установки принят к рассмотрению 01.09.2015 г. как типовое техническое решение, которое может быть рекомендовано при разработке проектной документации для реконструкции существующих или проектировании новых деаэрационных установок подпитки теплосети с открытым водоразбором мощных отопительных ТЭЦ.
6. **Эффект от использования научно-технической продукции:** Эффект обусловлен экономией капитальных затрат при реализации предлагаемого проекта двухцелевой установки в сравнении с базовым вариантом – деаэрационной установкой подпитки теплосети на базе вакуумных деаэраторов конструкции ОАО «НПО ЦКТИ» и установкой химического обессоливания для приготовления добавочной воды паровых котлов.

Заместитель главного инженера
по производству - начальник ОГИП, к.т.н _____ Кузнецов Г.Г.