Федеральное государственное бюджетное образовательное

учреждение высшего образования

«Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»

На правах рукописи

Hegh

ЛЕДУХОВСКИЙ Григорий Васильевич

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДЕЙСТВУЮЩИХ И ОБОСНОВАНИЕ НОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ТЕРМИЧЕСКОЙ ДЕАЭРАЦИИ ВОДЫ

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

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени доктора технических наук

Том 1

Научный консультант: д-р т. наук, профессор

Барочкин Евгений Витальевич

Реферат

Диссертация в двух томах: 572 стр., 152 рис., 28 табл., 502 библ.

Тепловая электрическая станция, термическая деаэрация воды, десорбция растворенного кислорода, хемосорбция-десорбция диоксида углерода, струйный отсек, барботажное устройство, центробежно-вихревой деаэратор, паровая турбина, конденсационная установка, насос, тепловая экономичность оборудования, технико-экономические показатели, эксперимент, математическая модель.

Объектами исследования являются оборудование и технологические системы ТЭС, в которых реализуются процессы термической деаэрации воды.

Целью работы является повышение эффективности оборудования и технологических систем деаэрации теплоносителей ТЭС путем разработки и научного обоснования режимных, схемных и конструктивных мероприятий.

Проведен комплекс экспериментальных и расчетных исследований, по результатам которых предложены, научно обоснованы и апробированы в условиях промышленной эксплуатации режимные, схемные и конструктивные мероприятия, обеспечивающие повышение эффективности функционирования оборудования и технологических схем деаэрации теплоносителей теплоэнергетических объектов.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Том 1

ВВЕДЕНИЕ10
ГЛАВА 1. АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР ОПУБЛИКОВАННЫХ ДАННЫХ 25
1.1. Термическая деаэрация теплоносителей в технологических системах
теплоэнергетических установок как средство защиты от коррозии
конструкционных материалов
1.2. Критерии и подходы к оценке тепломассообменной эффективности
деаэрационных установок 31
1.3. Подходы к математическому моделированию
технологических процессов термической деаэрации воды
1.3.1. Термическая деаэрация как абсорбционный процесс
1.3.2. Математические модели деаэраторов
и деаэрационных элементов типовых конструкций
1.3.3. Метод матричной формализации моделирования
и расчета тепломассообменных установок
1.3.4. Расчет процессов удаления из воды диоксида углерода
и термического разложения гидрокарбонатов при деаэрации
1.4. Термическая деаэрация воды в технологических системах ТЭС53
1.4.1. Деаэрационные характеристики конденсаторов паровых турбин 54
1.4.2. Деаэрация теплоносителя в замкнутых контурах охлаждения
оборудования ТЭС
1.4.3. Деаэрационные устройства, работающие
за счет начального эффекта деаэрации
1.4.4. Расчет показателей эффективности газообмена
в технологических системах сложной структуры 61
1.5. Проблемы совершенствования вспомогательного оборудования
деаэрационных установок ТЭС
1.6. Проблемы организации эксплуатации деаэрационных установок
1.7. Направления совершенствования установок и технологических схем
деаэрации теплоносителей на ТЭС

1.8. Постановка задач исследования	74
ГЛАВА 2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ	
ДЕАЭРАЦИИ ВОДЫ В ДЕАЭРАТОРАХ	77
2.1. Характеристика объектов, методики и условий проведения	
дополнительных экспериментальных исследований	77
2.1.1. Общая характеристика	77
2.1.2. Деаэратор ДСА-200 Ивановской ТЭЦ-1	85
2.1.3. Деаэратор ДА-300 ОАО «Северсталь» (колонка с двумя	
струйными отсеками и барботажным листом)	86
2.1.4. Деаэратор ДА-50 котельной «Южная» МУП «Теплоэнергия»,	
г. Череповец	88
2.1.5. Деаэратор ДСА-75 Костромской ГРЭС	92
2.1.6. Деаэраторы ДА-200 ТЭЦ-ЭВС-2 ОАО «Северсталь»	95
2.1.7. Деаэратор ДСА-100 деаэрационной установки питательной воды	
участка вторичных энергоресурсов коксохимического производства	
ОАО «Северсталь»	97
2.2. Результаты экспериментальных исследований	99
2.2.1. Первичная обработка результатов замеров	
контролируемых параметров в опытах	99
2.2.2. Окончательные результаты измерения	
контролируемых параметров в опытах	101
2.3. Анализ экспериментальных данных по процессу термического	
разложения гидрокарбонатов в деаэраторах	102
2.3.1. Порядок определения кинетических характеристик процесса	
термического разложения гидрокарбонатов по результатам	
натурных испытаний деаэраторов	102
2.3.2. Результаты расчета константы скорости реакции	
термического разложения гидрокарбонатов	109
2.4. Проверка точности методики расчета показателей эффективности	
удаления из воды в деаэраторах угольной кислоты с учетом дополнительных	
экспериментальных данных	112
2.5. Программный комплекс «Декарбонизация»	114

2.6. Выводы по второй главе	118
ГЛАВА 3. РАЗВИТИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ОСНОВ МАТРИЧНОЙ	
ФОРМАЛИЗАЦИИ РАСЧЕТА ПРОЦЕССОВ ДЕАЭРАЦИИ ВОДЫ	120
3.1. Обоснование выбора объектов моделирования	
и общий порядок решения задачи	121
3.2. Струйные отсеки деаэрационных колонок	122
3.3. Непровальные барботажные листы деаэрационных колонок	
3.4. Затопленные барботажные устройства деаэраторных баков	133
3.5. Центробежно-вихревые ступени деаэрации	
3.6. Ступени деаэрации, работающие за счет начального эффекта	142
3.7. Программный комплекс «Технологический расчет атмосферных	
струйно-барботажных деаэраторов воды»	144
3.8. Программа для ЭВМ «Расчет многопоточных атмосферных деаэраторов	
с барботажным устройством»	148
3.9. Математическая модель деаэрационного элемента для случая удаления	
из воды газа, химически связанного с растворителем	
3.10. Выводы по третьей главе	152
ГЛАВА 4. ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ	
И ДЕАЭРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ	
СИСТЕМ ТУРБОУСТАНОВОК	153
4.1. Выбор объектов экспериментальных исследований	154
4.2. Испытания турбоагрегата Тп-115/125-130-1тп ТМЗ Йошкар-Олинской Т	ЭЦ-2.155
4.2.1. Характеристика турбоустановки Tn-115/125-130-1mn TM3	155
4.2.2. Методика проведения и метрологическое обеспечение	
испытаний турбоустановки Tn-115/125-130-1mn TM3	158
4.2.3. Обработка результатов испытаний турбоустановки	
Tn-115/125-130-1mn TM3	
4.2.4. Основные теплотехнические характеристики турбоустановки	
Tn-115/125-130-1mn TM3 по результатам испытаний	
4.2.5. Использование результатов испытаний для повышения	
эффективности работы турбоустановки Тп-115/125-130-1тп ТМЗ	
4.2.6. Результаты деаэрационных испытаний конденсационной устано	вки

турбоагрегата Тп-115/125-130-1тп ТМЗ	186
4.3. Испытания турбоагрегата ПТ-12-35/10М КТЗ ОАО «Северсталь»	. 187
4.3.1. Характеристика турбоустановки ПТ-12-35/10М КТЗ	
и метрологическое обеспечение испытаний	187
4.3.2. Методики проведения испытаний и обработки экспериментальных	
данных по турбоустановке ПТ-12-35/10М КТЗ	188
4.3.3. Основные теплотехнические характеристики турбоустановки	
ПТ-12-35/10М КТЗ по результатам испытаний	189
4.3.4. Результаты деаэрационных испытаний конденсационной установки	
турбоагрегата ПТ-12-35/10М КТЗ	192
4.4. Разработка и апробация способа идентификации математических	
моделей теплообмена, используемых в существующих методиках	
поверочного теплового расчета конденсаторов паровых турбин,	
по малой выборке экспериментальных данных	195
4.4.1. Постановка задачи	195
4.4.2. Описание предлагаемого способа	. 197
4.4.3. Разработка программного комплекса «Поверочный тепловой расчет	
и обработка результатов испытаний конденсаторов паровых турбин»	200
4.4.4. Апробация предлагаемого способа	200
4.4.4.1. Турбоагрегат Тп-115/125-130-1тп ТМЗ Йошкар-Олинской ТЭЦ-2	200
4.4.4.2. Турбоагрегат ПТ-12-35/10М КТЗ ОАО «Северсталь»	203
4.4.4.3. Турбоагрегат К-220-44 ХТГЗ Кольской АЭС	. 203
4.4.4.4. Турбоагрегат ПТ-60-130 ЛМЗ Костромской ТЭЦ-2	. 204
4.4.4.5. Апробация предлагаемого способа при расчете деаэрационных	
характеристик конденсатора по методике А.Г. Шемпелева, П.В. Иглина	. 207
4.5. Выводы по четвертой главе	209
ГЛАВА 5. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ	
ДЛЯ СВЕДЕНИЯ МАТЕРИАЛЬНЫХ БАЛАНСОВ ПО РАСТВОРЕННЫМ	
В ТЕПЛОНОСИТЕЛЯХ ГАЗАМ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ ТЭС	
ПРИ НЕДОСТАТОЧНОСТИ ИСХОДНОЙ ИНФОРМАЦИИ	. 211
5.1. Характеристика решаемой задачи	. 211
5.2. Описание предлагаемого метода решения задачи	213

5.3. Анализ результатов решения задачи	
5.4. Программная реализация предложенных методов сведения балансов	
по аддитивных характеристикам потоков теплоносителей	
в энергетических системах	
5.5. Выводы по пятой главе	
ГЛАВА 6. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ РАСЧ	ЕТА
РАБОЧИХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖ	ных
НАСОСОВ ПРИ ЧАСТОТНОМ РЕГУЛИРОВАНИИ	
ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ	233
6.1. Экспериментальные исследования центробежных	
насосов с частотным регулированием производительности	234
6.1.1. Объекты экспериментальных исследований	234
6.1.2. Метрологическое обеспечение и методика проведения	
экспериментальных исследований	
6.1.3. Обработка результатов экспериментальных исследований	239
6.2. Анализ применимости существующих математических моделей	
для расчета рабочих и энергетических характеристик насосов при частотн-	ОМ
регулировании производительности	
6.3. Разработка новой математической модели для расчета рабочих и энери	гетических
характеристик насосов при частотном регулировании производительности	ι245
6.4. Использование разработанной математической модели для расчета раб	бочих
и энергетических характеристик при повышении эффективности эксплуат	ации
насосного оборудования	253
6.5. Выводы по шестой главе	
ГЛАВА 7. РАЗРАБОТКА И НАУЧНОЕ ОБОСНОВАНИЕ РЕЖИМНЫ Х	Х,
СХЕМНЫХ, КОНСТРУКТИВНЫХ И ОРГАНИЗАЦИОННО-ТЕХНИЧ	ЕСКИХ
МЕРОПРИЯТИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЭФФЕКТИВНОСТИ	
ДЕАЭРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕ	М ТЭС. 256
7.1. Общие сведения о направлениях практического использования	
теоретических результатов работы	256
7.2. Режимно-наладочные испытания деаэрационных установок	
7.2.1. Деаэраторы ДСА-100 ОАО «Северсталь»	

7.2.2. Деаэраторы ДСА-300 и ДА-300м ОАО «Северсталь»
7.2.3. Деаэраторы ДЦВ-200 ОАО «ОмПО «Иртыш»
7.3. Обоснование технических решений по реконструкции
деаэрационных установок
7.3.1. Деаэратор ДА-100 (ДСА-100) ОАО «Северсталь»
7.3.2. Деаэраторы ДА-50 ЗАО «Родниковская энергетическая компания» 293
7.3.3. Деаэрационная установка подпитки теплосети Омской ТЭЦ-5
7.3.4. Обоснование мероприятий по реализации частотно-регулируемого
привода питательных насосов деаэрационно-питательных установок
энергетических котлов Сакмарской ТЭЦ, Печорской ГРЭС 327
7.4. Проектирование деаэрационных установок
7.5. Повышение эффективности деаэрации теплоносителей
в технологических системах ТЭС
7.5.1. Модернизация конденсационной установки турбоагрегата
Tn-115/125-130-1mn Йошкар-Олинской ТЭЦ-2
7.5.2. Модернизация систем водяного охлаждения обмотки статора
турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением
7.6. Повышение тепловой экономичности оборудования ТЭС 360
7.7. Выводы по седьмой главе
ЗАКЛЮЧЕНИЕ
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Том 2

Приложение 1. Окончательные результаты измерения параметров	
в опытах при проведении дополнительных экспериментальных исследований	
на деаэраторах	3
Приложение 2. Окончательные результаты измерения параметров в опытах	
при проведении экспериментальных исследований на деаэраторах различных	
конструкций, выполненных за рамками диссертации	16
Приложение 3. Материалы по испытаниям	
турбоагрегатов с конденсаций пара	35

Приложение 4. Описание программного комплекса «Поверочный тепловой	
расчет и обработка результатов испытаний конденсаторов паровых турбин»	62
Приложение 5. Материалы по испытаниям и разработке нормативных	
энергетических характеристик насосного оборудования с частотным	
регулированием производительности	74
Приложение 6. Свидетельства о государственной регистрации программ	
для ЭВМ, разработанных по тематике диссертационного исследования	84
Приложение 7. Свидетельства о государственной регистрации программ	
для ЭВМ, разработанных за рамками диссертационного исследования	
(при разработке использованы отдельные результаты, полученные в диссертации).	91
Приложение 8. Документы, подтверждающие практическую реализацию	
результатов работы	100
Приложение 9. Примеры режимных карт по эксплуатации деаэрационных	
установок, разработанных в рамках работы	128
Приложение 10. Основные положения предложенной структуры	
технологической инструкции по эксплуатации атмосферных деаэрационных	
установок (применительно к деаэраторам участка химводоочистки	
теплосилового цеха (ТСЦ) ОАО «Северсталь»)	136
Приложение 11. Пример расчета экономии условного топлива за один из месяцев	
при установке гидромуфты питательного насоса на энергоблоке ст. № 5	
Печорской ГРЭС	152
Приложение 12. Экспериментальные данные по эффективности деаэрации	
охлаждающей воды и скорости коррозии в системах водяного охлаждения	
обмотки статора турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением	159

введение

Актуальность работы. Термическая деаэрация теплоносителей (турбинного конденсата, питательной воды котлов, добавочной воды цикла, подпиточной воды тепловых сетей и др.) обеспечивает защиту конструкционных материалов теплоэнергетических установок от коррозии. Контроль эффективности деаэрации в общем случае ведут по нормируемым показателям химического качества: массовой концентрации растворенного кислорода, pH₂₅ деаэрированной воды, концентрации свободной угольной кислоты. Для работающих на химически очищенной воде паровых котлов низкого и среднего давлений контролируется дополнительный ненормируемый показатель - степень термического разложения гидрокарбонатов. Эффективность деаэрации теплоносителей в отдельных подсистемах, с учетом сложного характера протекания тепломассообменных процессов при деаэрации, определяется совокупностью значений многих конструктивных и режимных параметров. Возникающие при проектировании и эксплуатации теплоэнергетических установок задачи обеспечения требуемой эффективности деаэрации теплоносителя могут быть решены в настоящее время только при существенной опоре на данные натурных испытаний, проведение которых сопряжено с затратами ресурсов, а в ряде случаев затруднено или вовсе не возможно. Дополнительные затраты связаны с устранением ошибок проектирования, которые часто удается обнаружить лишь при эксплуатации объекта.

Для научно обоснованного выбора технических и технологических решений необходимо располагать комплексом унифицированных математических моделей процессов тепломассообмена, реализуемых при деаэрации теплоносителей. Существующие модели большей частью являются узкоспециализированными статистическими (регрессионными), не предусматривают при расчетах раздельного учета площади межфазной поверхности и коэффициентов тепло- и массопередачи и поэтому могут быть использованы при решении задач структурной и режимной оптимизации установок только с существенными ограничениями.

Развитие технологий термической деаэрации сдерживается также невозможностью рассчитать с приемлемой точностью показатели работы ряда вспомогательных элементов и систем. Для решения задачи обеспечения требуемой эффективности газообмена в технологических системах ТЭС необходимо разработать подходы к их математическому описанию в условиях недостаточности исходной информации, поскольку

на практике отсутствует возможность обеспечения средствами измерения каждого из потоков теплоносителей системы. Для обоснования мероприятий по уменьшению затрат электроэнергии на нужды деаэрационных установок необходимо совершенствовать методику расчета энергетических характеристик центробежных насосов при их работе с частотным регулированием производительности. На ТЭС не редки проблемы с обеспечением нормативного содержания коррозионно-активных газов в охлаждающей воде контура водяного охлаждения обмотки статора турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением.

Таким образом, для теплоэнергетики актуальна проблема разработки единых научных принципов унификации математических моделей процессов деаэрации теплоносителей в различающихся по структуре и условиям эксплуатации объектах, математических моделей вспомогательных элементов и систем рассматриваемых установок, формулирование и решение на этой основе задач повышения эффективности деаэрации теплоносителей. Тема диссертации соответствует приоритетному направлению развития науки, технологий и техники в Российской Федерации «Энергоэффективность, энергосбережение, ядерная энергетика», критической технологии «Технологии энергоэффективного производства и преобразования энергии на органическом топливе». Большинство задач диссертации решены в рамках хоздоговорных работ и международного договора о научно-техническом сотрудничестве ИГЭУ с Ченстоховским политехническим университетом (Польша).

Степень разработанности темы работы. Значимые результаты в области процессов термической деаэрации теплоносителей обобщены в работах С.С. Кутателадзе, В.М. Боришанского, А.А. Захарова, Р.Г. Черной, В.А. Пермякова, И.И. Оликера, И.К. Гришука, М.П. Белоусова, А.П. Мамета, В.И. Шарапова, А.Г. Лаптева, А.А. Кудинова, В.С. Галустова, Б.А. Зимина, А.Г. Шемпелева, П.В. Егорова и др. Деаэрации посвящен ряд научных работ и диссертаций, подготовленных в ИГЭУ, в том числе при участии или под руководством автора (Е.В. Барочкин, В.П. Жуков, В.Н. Виноградов, А.А. Коротков, А.Ю. Ненаездников, С.Д. Горшенин, А.Н. Росляков). Тем не менее, остаются неизученными важные аспекты рассматриваемого технологического процесса. В частности, по термическим деаэраторам, особенно с барботажом в баке, не выяснен механизм процесса термического разложения гидрокарбонатов в широком диапазоне изменения общей щелочности деаэрируемой воды, отсутствуют обладающие приемле-

мой точностью модели процессов удаления из воды растворенного кислорода и угольной кислоты в деаэрационных элементах различных типов. Не исследован процесс удаления диоксида углерода из основного конденсата в конденсаторах турбин при повышенной концентрации свободной угольной кислоты в свежем паре. Не изучены процессы газообмена в технологических системах сложной структуры с несколькими деаэрационными элементами, таких как многоступенчатые деаэрационные установки, системы регенеративного подогрева питательной воды и теплофикационные установки паровых турбин. Не изучена эффективность деаэрации воды за счет начального эффекта – при попадании перегретой жидкости в зону вакуума, в частности, в центробежно-вихревых, кавитационных деаэраторах, в вакуумном баке систем водяного охлаждения обмотки статора турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением.

Требуется выработать единые принципы моделирования процессов деаэрации в различных объектах. В ИГЭУ при участии автора разработаны научные основы метода матричной формализации моделирования и расчета процессов тепломассообмена. Математические модели в рамках этого подхода унифицированы по входным и выходным параметрам, методам синтеза модели объекта (системы) из моделей элементов (подсистем), а также методам нахождения решения. Для практического применения данного подхода необходима разработка эмпирического обеспечения математических моделей и методов расчета параметров идентификации для практически значимых случаев. Для этого требуется получить соответствующие экспериментальные данные.

Сотрудниками ИГЭУ под руководством автора проведены экспериментальные исследования процессов деаэрации воды в деаэраторах ДСА-300 и ДА-300м с отбором проб из внутренних элементов, результаты которых отражены в кандидатских диссертациях автора, а также А.А. Короткова (подготовлена при научных консультациях автора) и С.Д. Горшенина (подготовлена под научным руководством автора). В последней предложена математическая модель, обеспечивающая при известных конструктивных и режимных характеристиках деаэратора расчет степени термического разложения гидрокарбонатов, pH₂₅ деаэрированной воды и массовой концентрации в ней свободной угольной кислоты. Однако необходимы дополнительные экспериментальные данные для идентификации модели по деаэраторам с барботажом в баке и проверки её адекватности применительно к широкому спектру объектов.

Существующие методики расчета рабочих характеристик центробежных насосов с частотным регулированием производительности при глубоком уменьшении числа оборотов ротора приводят к существенной потере точности результата. Поэтому необходимы испытания насосов при их работе с переменным числом оборотов ротора и разработка математической модели, обеспечивающей расчет показателей работы таких насосов с приемлемой точностью.

Для совершенствования систем, имеющих сложную конфигурацию потоков, по показателям эффективности деаэрации теплоносителей необходимы методы сведения материальных балансов по газам в условиях недостаточности исходной информации (при отсутствии измерений расходов части теплоносителей и концентраций газа в потоках системы). Применительно к задачам обработки результатов испытаний турбоустановок и расчета технико-экономических показателей ТЭС такой метод разработан в кандидатской диссертации А.П. Зимина (подготовлена под научным руководством автора). Данный метод требует адаптации к задаче расчета характеристик газообмена в рассматриваемых системах.

Целью диссертации является повышение эффективности оборудования и технологических систем деаэрации теплоносителей ТЭС путем разработки и научного обоснования режимных, схемных и конструктивных мероприятий.

В работе сформулированы и решены следующие задачи:

1) проведение экспериментальных исследований процессов деаэрации воды в деаэраторах различных конструкций и условий их эксплуатации с целью получения опытных данных, недостающих для идентификации математических моделей деаэрационных элементов;

2) выявление механизма и уточнение кинетических характеристик процесса термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторах различных конструкций на основе экспериментальных данных;

3) определение показателей точности методики расчета степени термического разложения гидрокарбонатов, pH₂₅ деаэрированной воды и массовой концентрации в ней свободной угольной кислоты для деаэраторов известной конструкции при заданных показателях режима работы на основе новых экспериментальных данных;

4) развитие теоретических основ матричной формализации расчета процессов деаэрации воды для случая удаления из воды газа, химически связанного с растворителем; 5) идентификация на основе экспериментальных данных и разработка эмпирического обеспечения формализованных матричных моделей тепломассообмена, десорбции растворенного кислорода и удаления из воды угольной кислоты в деаэрационных элементах разных типов;

6) проведение промышленных испытаний паровых турбин с конденсацией пара для получения экспериментальных данных о деаэрационных и теплотехнических характеристиках конденсационных установок, систем регенеративного подогрева питательной воды, теплофикационных установок, систем водяного охлаждения обмотки статора турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением;

7) разработка способа идентификации математических моделей теплообмена, используемых при поверочном тепловом расчете конденсаторов паровых турбин, по малой выборке экспериментальных данных, включая результаты эксплуатационных наблюдений;

8) обобщение данных по деаэрационным характеристикам конденсаторов турбин, в том числе работающих при повышенном содержании свободной угольной кислоты в свежем паре;

9) проведение испытаний центробежных насосов при частотном регулировании производительности, разработка на их основе математической модели, обеспечивающей расчет энергетических характеристик насосов с приемлемой для решения практических задач точностью;

10) адаптация разработанного на основе регуляризации Тихонова метода сведения материальных балансов в технологических системах сложной структуры в условиях недостаточности исходной информации к задаче расчета характеристик газообмена в таких системах;

11) реализация разработанных математических моделей и методов расчета в виде программных комплексов, предназначенных для решения практических задач;

12) разработка и научное обоснование режимных, схемных и конструктивных мероприятий, направленных на повышение эффективности деаэрации теплоносителей в теплоэнергетических установках, на основе математических моделей и средств их компьютерной поддержки, применительно к конкретным промышленным объектам.

Соответствие паспорту специальности. Работа соответствует паспорту специальности: *в части формулы специальности*: «...исследования по существенным особенностям технических и физико-химических процессов, характерных для систем, установок и агрегатов ..., включая проблемы совершенствования действующих и обоснования новых ... систем водоподготовки»; «...совершенствовани(е) действующих и обосновани(е) новых типов и конструкций ... вспомогательного оборудования тепловых электрических станций», «... вопросы ...водных режимов»; *в части области исследования* – пункту 1: «Разработка научных основ методов расчета ... показателей качества ... работы агрегатов...»; 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 5: «разработка вопросов эксплуатации систем и оборудования тепловых электростанций».

Научная новизна работы состоит в следующем:

1. Разработан единый подход к моделированию процессов деаэрации теплоносителей в установках различной структуры, конструктивного исполнения и условий эксплуатации, предназначенный для научного обоснования технических и технологических решений по повышению эффективности термической деаэрации воды и предусматривающий:

 построение модели системы из унифицированных моделей отдельных её подсистем;

– разработку моделей отдельных подсистем путем синтеза модели движения теплоносителей, реализуемой в программном комплексе FlowVision или с привлечением других апробированных методов расчета гидродинамических процессов, и модели деаэрации воды, базирующейся на подходе матричной формализации к расчету процессов тепломассообмена, с идентификацией коэффициентов тепло- и массопередачи по экспериментальным данным.

2. Разработана математическая модель совмещенных процессов движения воды и термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторных баках, базирующаяся на параллельном включении ячеек идеального вытеснения с различным временем пребывания среды в них, позволившая вычислить кинетические характеристики процесса термического разложения гидрокарбонатов по данным натурных испытаний деаэраторов.

3. Проведен комплекс экспериментальных исследований процессов деаэрации воды в различающихся по конструкции и условиям эксплуатации деаэраторах, по резуль-

татам которых выполнена параметрическая идентификация математических моделей тепломассообмена и десорбции растворенного кислорода в деаэрационных элементах различных типов, доказана смена порядка химической реакции термического разложения гидрокарбонатов при выявленных граничных значениях общей щелочности деаэрируемой воды, выполнена параметрическая идентификация методики расчета показателей эффективности удаления угольной кислоты при термической деаэрации воды.

4. Развиты научные основы подхода матричной формализации к расчету процессов тепломассообмена в термических деаэраторах за счет: разработки эмпирического обеспечения моделей деаэрации воды в отдельных деаэрационных элементах в виде критериальных зависимостей для определения коэффициентов теплопередачи и массопередачи по растворенному кислороду; учета влияния на эффект деаэрации величины начального перегрева воды при попадании её в зону разрежения; введения в модель внутренних источников массы газа, обусловленных химическими реакциями.

5. Разработана математическая модель процессов газообмена в технологических системах сложной структуры, позволяющая в условиях недостаточности исходной информации сводить материальные балансы по растворенным в теплоносителях газам на основе результатов измерения параметров теплоносителей.

6. Разработан способ идентификации известных математических моделей теплообмена при поверочном тепловом расчете конденсаторов паровых турбин, основанный на введении в модель дополнительного параметра идентификации с разработкой её эмпирического обеспечения статистическими методами по малой выборке экспериментальных данных.

7. Доказана применительно к конденсаторам паровых турбин с повышенным содержанием свободной угольной кислоты в свежем паре недостаточность условий, обеспечивающих достижение нормативного содержания в конденсате растворенного кислорода, для эффективного удаления из конденсата свободного диоксида углерода. Выявлена эмпирическая зависимость массовой концентрации свободного диоксида углерода в конденсате от производительности воздухоудаляющих устройств конденсационной установки, позволяющая выбирать типоразмеры воздухоудаляющих устройств с учетом требуемой эффективности удаления из теплоносителя угольной кислоты.

8. Получена в результате обобщения экспериментальных данных по энергоблокам ТЭС и АЭС статистическая зависимость скорости коррозии охлаждаемых медных про-

водников обмотки статора турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением от водородного показателя pH₂₅, удельной электрической проводимости охлаждающей воды и концентрации растворенного в ней кислорода, позволяющая оценивать эффективность мероприятий по обеспечению защиты элементов системы от внутренней коррозии.

9. Разработана математическая модель центробежных насосов с частотным регулированием производительности, позволяющая при уменьшении объема необходимых для её идентификации натурных испытаний насосов повысить точность расчета показателей их рабочих и энергетических характеристик.

Теоретическая значимость работы обусловлена следующим. Доказаны: целесообразность раздельного учета площади межфазной поверхности и коэффициентов тепло- и массопередачи при моделировании процессов деаэрации теплоносителей; возможность определения кинетических характеристик процесса термического разложения гидрокарбонатов при деаэрации воды по результатам натурных испытаний деаэраторов при использовании модели движения воды в деаэраторных баках, базирующейся на моделях параллельно включенных ячеек идеального вытеснения с различным временем пребывания среды в них. Изложены: результаты экспериментальных исследований деаэрационных установок, паровых турбин со вспомогательными системами, насосного оборудования ТЭС, использованные для параметрической идентификации соответствующих математических моделей; основанный на матричном описании процессов тепломассообмена единый подход к построению математических моделей процессов деаэрации теплоносителя в установках различного конструктивного исполнения и условий эксплуатации; результаты разработки моделей для конкретных объектов и их эмпирического обеспечения. Раскрыты условия протекания процесса термического разложения гидрокарбонатов при термической деаэрации воды, изменяющиеся в зависимости от общей щелочности деаэрируемой воды и наличия барботажа в деаэраторном баке. Изучены: связи показателей эффективности деаэрации теплоносителей со значениями конструктивных и режимных параметров объектов; связь деаэрирующей способности конденсаторов паровых турбин по свободному диоксиду углерода с производительностью воздухоудаляющих устройств конденсационной установки; связь эффекта деаэрации перегретой воды при попадании её в зону разрежения с величиной начального перегрева; связь скорости коррозии медных охлаждаемых проводников обмотки статора турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением с показателями химического ка-

чества охлаждающей воды. Проведена модернизация: матричного описания и расчета процессов термической деаэрации путем учета внутренних источников массы газа, обусловленных химическими реакциями; математической модели центробежных насосов с частотным регулированием производительности; метода сведения материальных балансов по растворенным в теплоносителях газам в технологических системах со сложной конфигурацией потоков в условиях недостаточности исходной информации.

Практическая значимость результатов заключается в следующем:

1. Новые экспериментальные данные по деаэрационным установкам, паровым турбинам и центробежным насосам позволяют повысить качество наладки и проектирования оборудования ТЭС.

2. Разработано шесть программных комплексов, реализующих предложенные математические модели.

3. Предложены и научно обоснованы следующие конструктивные, схемные и режимные мероприятия, обеспечивающие повышение эффективности деаэрации воды в струйно-барботажных деаэраторах атмосферного давления: установка затопленных барботажных устройств деаэраторных баков с выявлением эффективных режимов их работы; использование деаэраторных баков увеличенного рабочего объема для обеспечения требуемого располагаемого времени процесса термического разложения гидрокарбонатов; использование дополнительных предвключенных деаэрационных устройств к деаэраторам струйного типа с выбором рациональной технологической схемы; применение варьируемой в процессе эксплуатации точки ввода конденсата в деаэрационную колонку при изменении его температуры.

4. В качестве типового технического решения при реконструкции существующих или при проектировании новых установок подпитки теплосети с открытым водоразбором мощных отопительных ТЭЦ разработан технологический блок двухцелевой деаэрационной установки, предназначенной для деаэрации подпиточной воды тепловой сети и получения при этом дистиллята в качестве добавочной воды паровых котлов.

5. Разработана новая структура технологической инструкции по эксплуатации деаэрационных установок, внедрение которой позволило уменьшить число отказов оборудования по вине персонала в процессе эксплуатации.

6. Обосновано техническое решение, обеспечивающее повышение эффективности защиты от коррозии элементов систем водяного охлаждения обмотки статора турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением.

7. Разработан универсальный алгоритм оценки эффективности установки частотнорегулируемого электропривода, гидромуфт или приводных турбин на питательные насосы барабанных паровых котлов.

8. Обоснованы схемные и режимные мероприятия по повышению эффективности деаэрации турбинного конденсата в конденсаторах паровых турбин, в том числе работающих при повышенной концентрации свободной угольной кислоты в свежем паре.

9. Для турбоагрегата Tn-115/125-130-1тп TM3 по результатам тепловых испытаний разработан комплект энергетических характеристик в составе нормативно-технической документации по топливоиспользованию Йошкар-Олинской ТЭЦ-2, отдельные зависимости из которого используются также при эксплуатации аналогичной турбоустановки на Ярославской ТЭЦ-2.

Методология и методы исследований. Для получения результатов работы использованы методы экспериментальных исследований, математического моделирования, теории вероятностей и математической статистики, химической статики и кинетики, теории подобия процессов тепломассообмена, балансовых расчетов технологических схем энергоустановок, регуляризации Тихонова при решении некорректных задач.

Достоверность и обоснованность полученных результатов подтверждаются использованием апробированных методов и программных средств моделирования теплоэнергетических процессов; проведением экспериментальных исследований в условиях промышленной эксплуатации теплоэнергетических объектов с использованием стандартизованных методов и средств измерения параметров; совпадением в пределах погрешности экспериментальных данных и результатов расчёта показателей работы исследуемых объектов; согласованностью результатов диссертационной работы с опубликованными данными других авторов; проверкой в условиях промышленной эксплуатации предложенных технических решений.

Положения, выносимые на защиту:

 методики и результаты экспериментальных исследований процессов деаэрации воды в деаэраторах различных конструкций и условий эксплуатации; результаты промышленных испытаний центробежных насосов при частотном регулировании их производительности, паровых турбин с конденсацией пара и их отдельных технологических систем;

 – результаты статистического анализа экспериментальных данных, характеризующих процесс деаэрации, с целью выявления условий протекания и определения кинетических характеристик термического разложения гидрокарбонатов;

 – результаты статистического анализа экспериментальных данных по скорости коррозии охлаждаемых медных проводников обмотки статора турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением;

– результаты параметрической идентификации и проверки точности методики расчета степени термического разложения гидрокарбонатов, pH₂₅ деаэрированной воды и массовой концентрации в ней свободной угольной кислоты для деаэраторов известной конструкции при заданных показателях режима работы;

 – модернизированная путем учета внутренних источников массы газа, обусловленных химическими реакциями, матричная модель процесса деаэрации;

– результаты разработки эмпирического обеспечения математических моделей тепломассообмена в системе «вода – водяной пар», десорбции растворенного кислорода и удаления из воды угольной кислоты в деаэрационных устройствах разных типов;

 – способ идентификации математических моделей теплообмена при поверочном тепловом расчете конденсаторов паровых турбин по малой выборке экспериментальных данных;

 – математическая модель центробежных насосов при частотном регулировании их производительности;

математическая модель процессов газообмена в технологических системах сложной структуры, позволяющая в условиях недостаточности исходной информации сводить материальные балансы по растворенным в теплоносителях газам на основе измерения параметров теплоносителей;

– результаты реализации разработанных математических моделей и методов расчета в виде программных комплексов, предназначенных для решения практических задач;

 – режимные, схемные и конструктивные технические и технологические решения, направленные на повышение эффективности деаэрации теплоносителей в теплоэнергетических установках и системах применительно к конкретным промышленным объектам.

Реализация результатов работы. Программный комплекс «ТЭС-Эксперт. Пароводяной баланс» внедрен на Владимирской ТЭЦ-2 и Омской ТЭЦ-5, программный комплекс «Баланс» - на ПГУ-ТЭС «Международная» ООО «Ситиэнерго» (г. Москва), программные комплексы «Расчет многопоточных атмосферных деаэраторов с барботажным устройством», «Технологический расчет атмосферных струйно-барботажных деаэраторов воды» и «Декарбонизация» – в ОАО «Тепломонтажналадка» (г. Кострома), АО «Ивгортеплоэнерго» (г. Иваново) и ЗАО «Регион-Бизнес» (г. Москва), программный комплекс «Поверочный тепловой расчет и обработка результатов испытаний конденсаторов паровых турбин» - в ООО «Газэнергопроминжиниринг» (г. Комсомольск Ивановской обл.) и в учебный процесс ИГЭУ. Работы по режимной наладке деаэрационных установок с разработкой мероприятий по повышению их эффективности реализованы в ОАО «Северсталь» (г. Череповец), ОАО «Омское производственное объединение «Иртыш» (г. Омск), на ПГУ-ТЭС ЗАО «Родниковская энергетическая компания» (г. Родники Ивановской обл.). Рекомендации по повышению эффективности деаэрации конденсата в конденсаторе турбины ПТ-12-35/10М приняты к реализации в ОАО «Северсталь». Метод контроля герметичности вакуумных систем турбоустановок принят к использованию на Владимирской ТЭЦ-2. Результаты тепловых испытаний турбоагрегата Тп-115/125-130-1тп использованы при разработке нормативно-технической документации по топливоиспользованию Йошкар-Олинской ТЭЦ-2, а также приняты для организации эксплуатации турбинного оборудования на Ярославской ТЭЦ-2. Эскизный проект деаэрационной установки двойного назначения принят к реализации на Омской ТЭЦ-5, а также рекомендован ОАО «Зарубежэнергопроект» (г. Иваново) в качестве типового технического решения при реконструкции существующих или проектировании новых деаэрационных установок подпитки теплосети с открытым водоразбором мощных отопительных ТЭЦ. Для ООО «Техноцентр-Нефтемаш» (г. Ярославль) разработана конструкция нетипового деаэратора ДА-30. Техническое решение по обеспечению нормативной эффективности деаэрации основного конденсата в конденсационных установках теплофикационных паровых турбин принято ЗАО «УК ОПЭК» (г. Санкт-Петербург). Результаты исследований процессов термической деаэрации воды используются в промышленных и научно-исследовательских проектах, реализуемых Ченстоховским технологическим университетом (Польша, Ченстохова) и международной компанией «GTI Solutions» (США, Даллас). Составлены нормативные энергетические характеристики работающих при частотном регулировании производительности насосов ОАО «Северсталь». Универсальный алгоритм оценки экономической эффективности установки частотно-регулируемого привода на питательные насосы паровых котлов использован при разработке соответствующих технико-экономических обоснований для Печорской ГРЭС и Сакмарской ТЭЦ (г. Оренбург). Реализация результатов работы подтверждена двадцатью четырьмя актами внедрения и одним рекомендательным письмом. Суммарный экономический эффект от внедрения предложенных технических решений на энергообъектах России, подтвержденный актами внедрения, в ценах 2017 года составляет 125,49 млн. руб/год.

Личное участие автора в получении результатов работы состоит в разработке методики, организации, руководстве и непосредственном участии при проведении и обработке результатов испытаний деаэраторов, турбоагрегатов со вспомогательным оборудованием, насосов, анализе полученных данных; в выработке и обосновании гипотезы о механизме процесса термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторах; в определении параметров идентификации и проверке характеристик точности методики расчета показателей эффективности удаления угольной кислоты при деаэрации с учетом новых экспериментальных данных; в модернизации, идентификации и разработке эмпирического обеспечения матричных моделей тепломассообмена в системе «вода – водяной пар», десорбции растворенного кислорода и удаления из воды угольной кислоты в деаэрационных элементах различных типов; в анализе факторов, влияющих на эффективность деаэрации теплоносителей, в разработке и обосновании мероприятий по повышению этой эффективности применительно к деаэраторам, конденсационным установкам паровых турбин, системам водяного охлаждения обмотки статора турбогенераторов; в разработке и апробации способа идентификации математических моделей тепломассообмена при поверочном тепловом расчете конденсаторов паровых турбин; в разработке математической модели центробежных насосов с частотным регулированием производительности; в разработке метода сведения материальных балансов в технологических системах со сложной конфигурацией потоков в условиях недостаточности исходной информации и адаптации его применительно к задаче расчета характеристик газообмена в таких системах; в разработке идеологии, расчетных алгоритмов и руководстве программной реализацией при создании прикладных программных комплексов;

в непосредственном участии и руководстве работами по всем направлениям практической реализации результатов диссертации; в подготовке публикаций по теме диссертации.

Апробация работы. Результаты диссертации опубликованы и обсуждались на двадцати девяти конференциях: IV молодежной международной научной конференции «Тинчуринские чтения» (Казань, 2009 г.); XV, XVI, XVII, XVII, XIX Международных научно-технических конференциях «Бенардосовские чтения» (Иваново, 2009, 2011, 2013, 2015, 2017 гг.); XXII, XXIV, XXVI, XXVI Международных научных конференциях «Математические методы в технике и технологиях» (Псков, 2009 г.; Саратов, 2011 г.; Нижний Новгород, 2013 г.; Тамбов, 2014 г.); V Всероссийской научно-практической конференции «Повышение эффективности энергетического оборудования» (Иваново, 2010 г.); VI Международной научно-практической конференции «Повышение эффективности энергетического оборудования» (Иваново, 2011 г.); Отчетной конференции молодых ученых ИГЭУ «Энергия инновации – 2012» (Иваново, 2012 г.); VII Региональной научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Энергия-2012» (Иваново, 2012 г.); VIII, IX, X, XI, XII Международных научно-технических конференциях студентов, аспирантов и молодых ученых «Энергия» (Иваново, 2013, 2014, 2015, 2016, 2017 гг.); VI и VII Международных научно-технических конференциях «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности» (Ульяновск, 2013, 2017 гг.); Международной научно-технической конференции студентов, аспирантов, ученых «Энерго- и ресурсосбережение в теплоэнергетике и социальной сфере» (Челябинск, 2013 г.); Национальном конгрессе по энергетике (Казань, 2014 г.); II и III Международных молодёжных форумах «Интеллектуальные энергосистемы» (Томск, 2014 и 2015 гг.); XII Международной научно-технической конференции «Проблемы теплоэнергетики» (Саратов, 2014 г.); V Всероссийской научно-практической конференции «Ресурсоэнергосбережение и эколого-энергетическая безопасность промышленных городов» (Волжский, 2014 г.); XII Konferencja «Problemy badawcze energetyki cieplnej» (Польша, Варшава, 2015 г.); XIII Международной научнотехнической конференции «Совершенствование энергетических систем и теплоэнергетических комплексов» (Саратов, 2016 г.).

Публикации. Материалы диссертации отражены в 116 опубликованных работах, в том числе, в 1 монографии, 41 статье в рецензируемых журналах по списку ВАК (включая 6 статей в изданиях, индексируемых в международной базе Scopus); 2 статьях в прочих журналах; 5 статьях в сборниках научных трудов; 6 учебных и учебно-методических пособиях; 55 тезисах и полных текстах докладов конференций; получено 6 свидетельств о государственной регистрации программ для ЭВМ.

Структура и объём диссертации. Диссертация состоит из введения, семи глав, заключения по работе, списка использованных источников из 502 наименований и 12 приложений. Общий объем диссертации составляет 572 страницы, из них основной текст 408 страниц, содержащий 152 рисунка и 28 таблиц, список литературы 38 страниц, и приложения на 164 страницах, выделенные в отдельный том (Том 2 диссертации).

ГЛАВА 1. АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР ОПУБЛИКОВАННЫХ ДАННЫХ

1.1. Термическая деаэрация теплоносителей в технологических системах теплоэнергетических установок как средство защиты от коррозии конструкционных материалов

Одним из основных средств защиты металла оборудования и трубопроводов теплоэнергетических установок от внутренней коррозии является термическая деаэрация теплоносителей [1–39]. При этом аппаратное оформление процессов деаэрации не ограничивается применением собственно деаэраторов воды, деаэрация является сопутствующим процессом во многих других технологических системах. В общем случае на ТЭС термическая деаэрация реализуется [17–50]:

 в конденсационных установках паровых турбин; при этом деаэрации подвергается турбинный конденсат, ввиду специфики низкотемпературных условий, в основном протекают процессы десорбции растворенных газов;

 деаэрационно-питательных установках паровых котлов; это основная ступень деаэрации теплоносителя циклов ТЭС, назначение которой состоит в подготовке питательной воды требуемого химического качества для энергетических котлов;

– технологических системах добавочной воды цикла; здесь деаэрация применяется для ТЭС с начальным давлением свежего пара 12,8 МПа и менее и прежде всего для теплоэлектроцентралей (ТЭЦ), поскольку отпуск пара внешним потребителям обусловливает необходимость ввода в цикл значительного добавка теплоносителя соответствующего химического качества;

 технологических системах подпитки тепловых сетей для обеспечения защиты от коррозии трубопроводов тепловых сетей;

– технологических системах регенеративного подогрева питательной воды и нагрева сетевой воды; в данном случае вне зависимости от применения подогревателей рекуперативного или смешивающего типа обеспечивается отвод неконденсируемых газов путем организации отсоса паровоздушной смеси из их парового пространства; назначение этой стадии, в основном, сводится к обеспечению приемлемой эффективности собственно процессов тепломассообмена в подогревателях; применение смешивающих подогревателей низкого давления (ПНД) на энергоблоках сверхкритического давления позволяет в ряде случаев вовсе отказаться от деаэратора питательной воды (в бездеаэраторных тепловых схемах);

 испарительных установках; здесь деаэрации подвергается питательная вода испарителей для обеспечения надежной работы их теплообменных поверхностей;

технологических системах водяного охлаждения обмотки статора турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением; в данном случае деаэрация циркулирующей в системе охлаждающей воды обеспечивается путем применения вакуумного бака;

– ряде других технологических систем.

Необходимость деаэрации теплоносителей в указанных технологических системах ТЭС обусловлена высокой коррозионной активностью ряда присутствующих в теплоносителях газов, прежде всего, растворенного кислорода и диоксида углерода [1–16]. Коррозионная активность указанных газов зависит от многих факторов: температурных условий, химического состава прочих примесей теплоносителя, типа применяемого водно-химического режима (BXP), механических параметров эксплуатации оборудования или трубопроводов и др.

Так, для восстановительных ВХР, при которых коррозионные процессы протекают преимущественно с диффузионным контролем катодных реакций, требуется глубокая деаэрация теплоносителя и дозировка реагентов с восстановительными свойствами. Для окислительных ВХР, реализуемых на глубоко обессоленной воде, напротив, осуществляется дозирование окислителей (как правило, кислорода или воздуха), однако деаэрация теплоносителя и в этом случае необходима, поскольку обеспечивает удаление из теплоносителя летучих кислот [1–4, 24, 27].

Важным аспектом проблемы коррозионной активности кислорода и диоксида углерода являются различия в механизмах процесса коррозии с участием этих газов, что обусловливает и различие в подходах к обеспечению противокоррозионной защиты оборудования [5–7]. Так, кислород расходуется в катодных реакциях с образованием анионов ОН⁻:

- в щелочной и нейтральной среде

$$1/2O_2 + H_2O + 2e^- \rightarrow 2OH^-;$$
 (1.1)

- в кислой среде

$$1/2O_2 + H^+ + e^- \to OH^-.$$
 (1.2)

Свободный диоксид углерода подвергается гидратации, а продукт реакции – угольная кислота, – диссоциации с образованием катионов водорода, гидрокарбонат- и карбонат-анионов:

$$CO_2 + H_2O \leftrightarrow H_2CO_3;$$
 (1.3)

$$H_2CO_3 \leftrightarrow H^+ + HCO_3^-; \tag{1.4}$$

$$\mathrm{HCO}_{3}^{-} \leftrightarrow \mathrm{H}^{+} + \mathrm{CO}_{3}^{2-}. \tag{1.5}$$

Катионы водорода участвуют в катодном процессе, в результате которого образуется газообразный водород (на этом основан водородометрический метод контроля скорости коррозионных процессов в теплоэнергетических установках [3, 9, 16]):

$$2\mathrm{H}^{+} + 2\mathrm{e}^{-} \to \mathrm{H}_{2}; \tag{1.6}$$

Гидрокарбонат-анионы участвуют в анодном процессе, в результате которого образуются растворимые гидрокарбонаты железа, которые, в свою очередь подвергаются гидролизу или термическому разложению с образованием свободного диоксида углерода и гидроксида железа (II):

$$Fe \rightarrow Fe^{2+} + 2e^{-}; \qquad (1.7)$$

$$Fe^{2+} + 2HCO_3^{-} \rightarrow Fe(HCO_3)_2; \qquad (1.8)$$

$$Fe(HCO_3)_2 \rightarrow Fe(OH)_2 + 2CO_2. \tag{1.9}$$

Скорость дегидратации гидроксида железа (II) существенно увеличивается при увеличении температуры в системе; в результате этого процесса образуется газообразный водород и другие продукты коррозии (α -FeOOH, γ -FeOOH, α -Fe₂O₃*nH₂O, α -Fe₂O₃, γ -Fe₃O₄). Пример одного из таких процессов:

$$3\text{Fe}(\text{OH})_2 \rightarrow \text{Fe}_3\text{O}_4 + 2\text{H}_2\text{O} + \text{H}_2.$$
 (1.10)

Опубликованы результаты исследований условий протекания и скорости коррозионных процессов как при участии только кислорода или только угольной кислоты, так и при их совместном присутствии в водном растворе [1–16]. Анализ этих данных позволяет сделать ряд практически значимых выводов:

1) скорость коррозии стали прямо пропорциональна концентрации в воде растворенного кислорода в широком диапазоне его концентраций;

 при отсутствии растворенного кислорода свободный диоксид углерода в горячей воде (то есть в условиях, способствующих увеличению степени диссоциации углекислоты) вызывает интенсивную коррозию стали с образованием газообразного водорода и растворимых в воде продуктов коррозии; 3) в холодной воде (при температуре до 40 или, по другим данным, до 50 °C) свободный диоксид углерода практически не участвует в коррозионных процессах и не влияет на скорость кислородной коррозии;

4) в присутствии растворенного кислорода свободный диоксид углерода резко увеличивает скорость коррозии, поскольку препятствует образованию на поверхности металла защитной оксидной пленки вследствие уменьшения pH воды; продукты коррозии в таких условиях имеют рыхлое строение и потому не препятствуют диффузии кислорода к поверхности металла; уменьшение pH воды и вынос продуктов коррозии имеют место даже при больших температурах воды; при pH воды менее 7 скорость выноса продуктов коррозии резко увеличивается;

5) скорость углекислотной коррозии железа резко возрастает при отсутствии в воде буферных анионов (например, гидрокарбонат- и карбонат-анионов), которые препятствуют уменьшению pH воды при диссоциации угольной кислоты; то есть наиболее сложные с точки зрения углекислотной коррозии условия имеют место в случае, если общая щелочность воды мала по сравнению с концентрацией свободной углекислоты.

6) коррозия (обесцинкивание) медных сплавов, особенно латуни, также имеет место в горячей воде, не обладающей буферными свойствами, и резко усиливается в присутствии растворенного кислорода.

Таким образом, видно, что растворенный кислород как коррозионный агент в процессе коррозии расходуется, а диоксид углерода – нет. В этом состоит одно из наиболее существенных отличий процессов кислородной и углекислотной коррозии стали [7, 12]. Вместе с тем, из приведенных данных следует, что рассматриваемые газы участвуют в едином коррозионной процессе, оказывая сильное взаимное влияние на скорость как катодных, так и анодных процессов. Это означает, что и эффективность деаэрации теплоносителей необходимо рассматривать как эффективность совокупного процесса удаления из воды растворенного кислорода и свободного диоксида углерода.

По этой причине эффективность работы деаэрационных установок и вообще процессов деаэрации теплоносителя ведут по трем нормируемым показателям химического качества [17–23]:

- массовой концентрации растворенного в воде кислорода;

- pH₂₅ деаэрированной воды;

 – массовой концентрации в воде свободной угольной кислоты (в пересчете на диоксид углерода), нормируя её отсутствие в теплоносителе.

Для различных технологических систем и условий их эксплуатации устанавливаются различные количественные характеристики нормативного химического качества деаэрированной воды [17–23], что обусловлено спецификой протекания собственно коррозионных процессов в соответствующих условиях.

Использование водородного показателя при этом обусловлено сложностью определения малых количеств угольной кислоты в воде. В таких условиях применение косвенного контроля по pH воды позволяет оценить как относительное распределение угольной кислоты по кислым (CO₂, HCO₃⁻) и основным формам (CO₃²⁻), так и уровень углекислотного загрязнения воды в целом (рисунок 1.1) [29].



Рисунок 1.1. Зависимость соотношения молярных концентраций различных форм угольной кислоты от значения рH₂₅ при растворении диоксида углерода в чистой воде

Однако, учитывая приведенные выше данные о механизме углекислотной коррозии стали, необходимо считаться с возможностью появления в воде свободного диоксида углерода в процессах термического разложения гидрокарбонатов и гидролиза карбонатов, например для соединений натрия:

$$2NaHCO_3 \rightarrow Na_2CO_3 + H_2O + CO_2 \uparrow;$$
(1.11)

$$Na_2CO_3 + H_2O \rightarrow 2NaOH + CO_2 \uparrow.$$
(1.12)

Процесс (1.11) начинается при относительно не высоких температурах и протекает, например, в тепловой сети или в деаэраторах атмосферного давления. Для протекания процесса (1.12) необходимы большие температуры: он характерен уже для котельного оборудования или пиковых бойлеров.

Таким образом, для деаэратора, например, важна не только массовая концентрация в деаэрированной воде свободной углекислоты, но и содержание в этой воде гидрокарбонат- и карбонат-анионов. Поэтому для соответствующих энергоустановок (тепловых сетей, котлов низкого и среднего давления, работающих на химически очищенной воде, и др.) в дополнение к рассмотренным нормируемым показателям химического качества деаэрированной воды учитывают также дополнительный ненормируемый показатель – степень термического разложения гидрокарбонатов (σ). Для деаэратора степень термического разложения гидрокарбонатов можно определить по значениям общей щелочности Щ^{*a*}_{*o*} и щелочности по фенолфталеину Щ^{*a*}_{фф} деаэрированной воды [32, 34, 38]:

$$\sigma = \frac{2 \coprod_{\phi\phi}^{\pi}}{\coprod_{\rho}^{\pi}}.$$
 (1.13)

Важность учета этого показателя обусловлена тем, что гидрокарбонаты, оставшиеся в деаэрированной воде после деаэратора, и карбонаты участвуют в процессах (1.11), (1.12) уже в котельном оборудовании. В отличие от деаэратора, в котором выделявшийся свободный диоксид углерода удаляется с выпаром, то есть выводится из цикла, образовавшийся в котле свободной диоксид углерода переходит в пар и поступает соответственно во все элементы цикла энергоустановки; в ряде элементов, для которых будут обеспечены соответствующие температурные и химические условия, он будет участвовать в коррозионных процессах. Максимальная массовая концентрация свободного диоксида углерода в паре котла $C_{CO_2}^n$, мг/дм³, может быть определена по выражению [34]:

$$C_{CO_2}^{n} = \left[\coprod_{o}^{nB} \left(1 - \sigma \right) + \coprod_{o}^{nB} \sigma_{\kappa} \right] \cdot 22, \qquad (1.14)$$

где ${\rm III}_{0}^{n_{\rm B}}$, мг-экв/дм³ – общая щелочность питательной воды; σ и σ_{κ} – степень термического разложения гидрокарбонатов соответственно в деаэраторе и в котле.

Значение σ_{κ} изменяется в диапазоне от 0,7 до 1,0, зависит от рабочего давления в котле и может приниматься по статистическим данным, приведенным в [34].

В любом случае (дальнейший нагрев воды после деаэратора, или её выдержка при большой температуре в теплосети, или генерация из этой воды пара) процессы (1.11), (1.12) приводят к соответствующему уменьшению рН теплоносителя. То есть даже если деаэратор обеспечивает получение воды с pH₂₅, соответствующим нормативным требованиям, это не означает, что расположенная после деаэратора теплогенерирующая установка или технологическая система будет эффективно защищена от коррозии.

Учитывая изложенное в настоящем разделе, можно заключить, что для эффективной защиты от коррозии конструкционных материалов энергоустановок при их проектировании и эксплуатации необходимо обеспечить путем применения соответствующих конструктивных, схемных и режимных мероприятий требуемые показатели эффективности деаэрации теплоносителей в связанных между собой технологических системах и установках. Вместе с тем, эффективность комплексной защиты оборудования от коррозии определяется эффективностью деаэрации теплоносителей в каждой отдельной системе или установке.

1.2. Критерии и подходы к оценке тепломассообменной эффективности деаэрационных установок

Для решения сформулированной в предыдущем разделе задачи обеспечения требуемой тепломассообменной эффективности деаэрационных установок или технологических систем, в которых реализуются процессы деаэрации, необходимо располагать методами расчета показателей эффективности в зависимости от влияющих конструктивных и режимных параметров.

На рисунке 1.2 для примера приведена технологическая схема атмосферной деаэрационной установки и схема, на которой отражены собственно показатели эффективности и влияющие на них факторы. Из приведенной информации следует, что эффективность деаэрации воды для конкретного объекта зависит от значений многих конструктивных и режимных параметров, число сочетаний которых велико. Многообразие конструктивного исполнения деаэрационных колонок и барботажных устройств деаэраторных баков иллюстрируют рисунки 1.3–1.5. В таких условиях выработка универсального набора технических решений (конструктивных, схемных, режимных), который обеспечивал бы получение воды с заданными показателями эффективности деаэрации на любом объекте, невозможна.



Рисунок 1.2. Технологическая схема атмосферной деаэрационной установки (вверху) и схема, отражающая связь между показателями эффективности деаэрации и влияющими факторами (внизу): G – расход; t – температура; P – давление; C_{02} – концентрация кислорода; C_{CO2} – концентрация свободной угольной кислоты; рН – водородный показатель; Щ₀ – общая щелочность; Щ_{фф} – щелочность по фенолфталеину; d – удельный расход; H – уровень воды в баке; s – степень термического разложения гидрокарбонатов



Рисунок 1.3. Примеры конструктивного исполнения деаэрационных колонок атмосферных деаэраторов типа «ДА» и «ДА-м»: а – типовая деаэрационная колонка деаэраторов типа «ДА» номинальной производительностью от 5 до 100 т/ч (1 – штуцер подвода исходной воды; 2 –водораспределительный колодец; 3 – струеобразующая тарелка; 4 – секционирующий порог струеобразующей тарелки; 5 – ограничительный порог струеобразующей тарелки; 6 – барботажный лист; 7 и 8 – соответственно входной и выходной пороги барботажного листа; 9 – предохранительное устройство; 10 – перегородка; 11 – нижняя тарелка; 12 – порог нижней тарелки; 13 – ограничительный порог нижней тарелки; 14 – штуцер отвода выпара; 15 – технологический штуцер; 16 – люк); б – типовая деаэрационная колонка деаэраторов типа «ДА-м» номинальной производительностью 200 и 300 т/ч (1 – штуцер подвода основного потока воды; 2 – штуцер подвода воды из охладителя выпара; 3 – смесительный колодец; 4 – тарелка струеобразующая; 5 – секционирующий порог струеобразующей тарелки; 6 – ограничительный порог струеобразующей тарелки; 7 – пароперепускная труба; 8 – перепускная тарелка; 9 – ограничительный порог перепускной тарелки; 10 – полка; 11 – барботажный колодец; 12 – пароперепускное устройство; 14 и 15 – перегородки; 16 – барботажный лист; 17 – ограничительный порог барботажного листа; 18 – сливной колодец; 19 – опускной трубопровод; 20 – штуцер отвода выпара; 21 – брызгоотражатель)



Рисунок 1.4. Примеры конструктивного исполнения деаэрационных колонок атмосферных деаэраторов типа «ДСА» и деаэраторов малой производительности типа «ДА»: а – струйная деаэрационная колонка деаэратора типа «ДСА» (1 – штуцер подвода основного потока воды; 2 – штуцер подвода воды из охладителя выпара; 3 – кольцевое смесительное пространство; 4 – струеобразующая тарелка; 5 – наружный кольцевой порог струеобразующей тарелки; 6 – внутренний кольцевой порог струеобразующей тарелки; 7 – секционирующий кольцевой порог струеобразующей тарелки; 8 – сливная тарелка; 9 – ограничивающий порог сливной тарелки; 10 – брызгоотбойный конус; 11 – штуцер отвода выпара); б – бесколонковые деаэраторы производительностью 1 и 3 т/ч (1 – штуцер подвода исходной воды; 2 – перфорированный коллектор; 3 – струеобразующая тарелка; 4 – водоприемный лоток; 5 и 6 – секционирующий и ограничительный пороги струеобразующей тарелки соответственно; 7 – барботажное устройство; 8 – барботажный лист; 9 и 10 – перегородки; 11 – штуцер отвода деаэрированной воды; 12 – штуцер подвода греющего пара; 13 – паропровод; 14 – пароприемный короб; 15 – пароперепускное окно; 16 – паровпускное окно; 17 – входное окно встроенного охладителя выпара; 18 – штуцер отвода выпара; 19 – люк; 20 и 21 – штуцеры для подключения предохранительно-сливного устройства соответственно по пару и воде; 22 дренажный штуцер)



Рисунок 1.5. Примеры конструктивного исполнения затопленных барботажных устройств деаэраторных баков атмосферных деаэраторов: а – устройство системы ЦКТИ (1 – деаэраторный бак; 2 – деаэрационная колонка; 3 и 4 – потоки воды, направляемой на деаэрацию; 5 и 15 – секционирующие перегородки деаэраторного бака; 6 – трубопровод ввода барботажного пара; 7 – паровая коробка барботажного устройства; 8 – барботажный лист; 9 – канал для прохода воды; 10 – штуцер отвода деаэрированной воды; 11 – верхний щит; 12 – боковые щиты; 13 – секционирующие перегородки барботажного пара; 7 – штуцер ввода основного пара; 17 – штуцер ввода перегретого конденсата; 18 – штуцер отвода выпара); **б** – затопленный барботажный коллектор (1 – деаэраторный бак; 2 – опоры; 3 – перфорированный барботажный коллектор; 4 – скобы; 5 – трубопровод подвода барботажного пара; 6 – штуцер ввода основного пара; 7 – деаэрационная колонка; 8 – опускной трубопровод; 9 – сливной стакан опускного трубопровода; 10 – штуцер отвода деаэрированный барботажный коллектор; 4 – скобы; 5 – трубопровод подвода барботажного пара; 6 – штуцер ввода основного пара; 7 – деаэрационная колонка; 8 – опускной трубопровод; 9 – сливной стакан опускного трубопровода; 10 – штуцер отвода деаэрированный воды)

На практике это приводит к тому, что при проектировании деаэрационных установок и технологических схем деаэрации используются некоторые стандартные технические решения [51–56], применение которых основано на анализе опыта эксплуатации сходного оборудования в аналогичных условиях. При таком подходе нередки ошибки проектирования, обусловленные тем, что не учитываются какие-либо значимые особенности объекта. Эти ошибки, как правило, удается выявить только после того, как спроектированная установка будет смонтирована и запущена в эксплуатацию.

При эксплуатации уже существующих установок для решения задачи повышения эффективности деаэрации воды для конкретного объекта применяют путь, в основу которого положено проведение натурных испытаний оборудования, что сопряжено с соответствующими затратами времени, средств и часто – с упущенной выгодой.

Очевидным выходом из такой ситуации является использование математических моделей, которые бы позволяли расчетным путем (на этапе проектирования или без проведения испытаний при эксплуатации существующих установок) определять показатели эффективности деаэрации воды в каждом конкретном случае и обоснованно выбирать те или иные способы её повышения.

1.3. Подходы к математическому моделированию технологических процессов термической деаэрации воды

1.3.1. Термическая деаэрация как абсорбционный процесс

Термическая деаэрация воды с точки зрения химической технологии относится к абсорбционным процессам и представляет собой результат параллельного протекания процессов (или результат совмещенных процессов) десорбции и абсорбции [57–59].

Для случая удаления из воды газов, химически не связанных с растворителем и прочими примесями раствора (например, при растворении в воде кислорода или свободного диоксида углерода, но только для той его незначительной части, которая находится в растворе в виде молекулярного газа) рассматриваемый процесс подчиняется законам Генри, Дальтона, а также закону Фика (для случаев молекулярной, конвективной и турбулентной диффузии) [57–72]. Свойства системы при этом характеризуют константа фазового равновесия (или коэффициент Генри для случая описания термодинамического равновесия в системе через закон Генри), а также коэффициент молекулярной диффузии газа в растворителе. Для случая растворения в воде кислорода или диоксида
углерода опубликованные данные по константам фазового равновесия ограничены диапазоном температуры до 0 до 120 °C, но отчасти противоречат друг другу [57–63]. В отношении значений коэффициентов молекулярной диффузии рассматриваемых газов в воде опубликованы данные, ограниченные температурой воды до 25 °C [57, 58, 62, 63, 72]. Кроме того, для применения в расчетах непосредственно указанных законов необходимо располагать значениями коэффициента турбулентной диффузии, который является зависимым от гидродинамических условий реализации процесса.

При расчете хемосорбции-десорбции газов в водном теплоносителе (случай растворения в воде диоксида углерода) необходимо учитывать множество сопутствующих химических процессов, в которые оказывается вовлечен газ и образуемые им химические соединения. Для случая растворения в чистой воде диоксида углерода математический аппарат в целом представлен в [60]. Однако для практически значимых в энергетической отрасли случаев он не позволяет получить результат с приемлемой точностью, поскольку не учитывает наличие в теплоносителе ТЭС прочих примесей, взаимодействующий с углекислотой и продуктами её диссоциации. При этом константы скорости большинства из этих реакций также не известны для температурных условий термической деаэрации воды.

1.3.2. Математические модели деаэраторов и деаэрационных элементов типовых конструкций

Поскольку кинетические и статические характеристики собственно абсорбционных процессов существенно зависят от гидродинамических условий и теплофизических характеристик процессов в системе «вода – водяной пар», моделирование процессов деаэрации невозможно без учета процессов тепломассообмена. Эта часть математических моделей разработана в большей степени (в сравнении с моделями собственно деаэрации): опубликованы работы, в которых систематизированы сведения об эффективности таких процессов при конденсации пара на струях собственной жидкости, в барботажных устройствах, в вихревых потоках, в больших объемах воды и др. [73–105]. Таким образом, практических для любого деаэрационного элемента, применяемого в современных деаэраторах или другом оборудовании, реализующем процессы деаэрации, можно подобрать одну из существующих математических моделей тепломассообмена между водой и водяным паром. К настоящему времени опубликовано множество научных работ, посвященных разработке математического описания процессов термической деаэрации воды [106–188].

При разработке математических моделей процессов деаэрации в большинстве случаев площадь поверхности раздела фаз и коэффициенты тепло- или массопередачи не разделяются и рассматривается в виде единого комплекса. На этом принципе основаны модели, базирующиеся на теории подобия, которые описаны, например, в работах И.И. Оликера и В.А. Пермякова [106–114], В.М. Боришанского, А.А. Захарова, Р.Г. Черной, М.П. Белоусова [43, 111, 112, 150], И.К. Гришука [111, 112, 123–128] и др., частично – в работах С.С. Кутателадзе [85–88, 118], а также в ранних работах автора, результаты которых вошли в его кандидатскую диссертацию [155], и других сотрудников ИГЭУ (В.Н. Виноградов, А.А. Коротков) [156].

Опубликованы также статистические (регрессионные) модели – например, в работах В.И. Шарапова и сотрудников возглавляемой им научно-исследовательской лаборатории [131–153], В.С. Галустова [184–186], А.А. Кудинова [168–173] – полученные по результатам полного или дробного факторного эксперимента.

В целом такой подход к моделированию позволяет получить относительно простое математическое описание процесса, причем это описание оказывается тем точнее, чем уже круг охватываемых объектов реализации этого процесса.

Очевидные недостатки рассматриваемого подхода: применимость полученных результатов лишь для заданных (или подобных) конструкций объектов; существенные ограничения в использовании при решении задач структурной и режимной оптимизации деаэрационной техники.

Другой класс моделей – это модели, построенные на базе систем дифференциальных уравнений, описывающих процессы гидродинамики и тепломассообмена, изложенные, например, в работах С.С. Кутателадзе [85–88, 118], А.Г. Лаптева [159–165] и др. Такие модели, как правило, разрабатываются при существенных допущениях и упрощениях, обусловленных сложностью описываемого процесса и вычислительными ресурсами. Проблемы реализации такого подхода, как показано в предшествующем разделе, связаны с отсутствием значений важнейших параметров (например, коэффициентов молекулярной диффузии газов в воде, констант скорости химических реакций в случае хемосорбции-десорбции газа) для температурных условий термической деаэрации воды.

В основном, точность указанных моделей характеризуются значениями среднего квадратического отклонения результатов расчета от экспериментальных данных в диапазоне от 20 до 35 % (таблица 1.1). В отдельных случаях удалось добиться лучших показателей: 5 % для модели теплообмена и 4 % для модели десорбции растворенного кислорода в струйных отсеках деаэраторов (модель автора, разработанная в рамках кандидатской диссертации [155]), 6 % для модели десорбции растворенного кислорода в деаэраторном баке с барботажным коллектором (модель А.Г. Лаптева), 3-11 % для моделей десорбции растворенного кислорода по деаэраторам в целом заданных конструкций (модели В.И. Шарапова и др.), 14 и 10 % соответственно для моделей теплообмена и десорбции растворенного кислорода на непровальном барботажном листе (модель С.С. Кутателадзе, В.А. Зысина, идентификация автора [155]), 5 % для модели термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторном баке с затопленным барботажным устройством конкретной конструкции (модель А.А. Короткова [156]) и др. В ряде случаев опубликованные модели приводят к существенным ошибкам, характеризуемым средним квадратическим отклонением порядка 50-60 % (например, модели десорбции растворенного кислорода в струйных отсеках А.А. Захарова, Р.Г. Черной [111, 112, 150, 155]; десорбции свободного диоксида углерода в струйных отсеках А.А. Короткова [156] и др.), что обычно связано с несоответствием условий применения этих моделей.

Таким образом, в настоящее время имеются математические модели процессов деаэрации воды в отдельных деаэрационных элементах или модели деаэраторов в целом, построенные на разных принципах и характеризующиеся существенно различающимися показателями точности. Недостатки этих моделей обусловливают существенные ограничения при решении практически важных задач повышения эффективности деаэрационной техники. Кроме того, синтез математической модели деаэрационной установки из математических моделей отдельных деаэрационных элементов, построенных на разных принципах, является весьма трудоемкой задачей, которую необходимо решать заново для каждой новой конструкции деаэратора или схемы деаэрационной установки. Для преодоления этой проблемы целесообразно разработать математические модели различающихся по конструкции и условиям эксплуатации деаэрационных элементов, базирующиеся на единых научных принципах.

Характеристика точности опубликованных математических моделей

Процесс	Деаэрационный элемент	Авторы математической модели	СКО*, %
Тепломас- сообмен в системе «вода – во- дяной пар»	Деаэрационные колонки: струйные от-	С.С. Кутателадзе, В.М. Боришанский [111, 150]	32
	секи	ЦКТИ для регенеративных подогрева- телей [43]	29
		А.А. Захаров, Р.Г. Черная [43, 111, 112, 150]	27
		М.П. Белоусов [111, 112, 150]	20
		Автор (кандидатская диссертация [155], узкий спектр объектов)	5
		С. Ким, К. Милс [187]	31
		В.П. Исаченко [90]	26
		П.В. Егоров [188] на основе методики В.Г. Левича	12
	Деаэрационные колонки: барботажные листы	С.С. Кутателадзе, В.А. Зысин [118] (идентификация автора: кандидатская диссертация, конкретный объект [155])	14
Десорбция растворен- ного кисло- рода	Деаэрационные ко- лонки: струйные отсе- ки	С.С. Кутателадзе, В.М. Боришанский [111, 150]	39
		ЦКТИ для деаэраторов (модель 1) [111, 112, 150]	37
		ЦКТИ для деаэраторов (модель 2) [111, 112]	23
		А.А. Захаров, Р.Г. Черная [43, 111, 112, 150]	60
		Автор (кандидатская диссертация [155], узкий спектр объектов)	4
	Деаэрационные ко- лонки: барботажные листы	С.С. Кутателадзе, В.А. Зысин [118] (идентификация автора: кандидатская диссертация, конкретный объект [155])	10
	Деаэрационные ко- лонки: насадочное устройство	А.Г. Лаптев [160–162]	10

деаэрационных установок и отдельных деаэрационных элементов

Окончание таблицы 1.1

Процесс	Деаэрационный элемент	Авторы математической модели	СКО*, %
Десорбция растворен- ного кисло- рода	Деаэраторные баки: барботажный коллек-	А.Ю. Ненаездников, С.Д. Горшенин, автор [179] (конкретный объект)	4
	тор	А.Г. Лаптев [165]	6
	Деаэратор в целом	В.И. Шарапов и сотрудники (конкрет- ные модели атмосферных и вакуумных деаэраторов) [131, 136, 150]	3-11
Десорбция свободного диоксида углерода	Деаэрационные колонки: струйные от- секи	А.А. Коротков, автор (для конкретной конструкции) [156]	52
Термиче- ское разло- жение гид- рокарбона- тов	Деаэраторные баки при наличии барбота-	А.А. Коротков, автор (для конкретной конструкции) [156]	5
	жа	М.С. Шкроб (для конкретной кон- струкции) [32]	18
		В.А. Пермяков [114]	15
	Деаэраторные баки без барботажа	М.С. Шкроб (для конкретной кон- струкции) [32]	18

*СКО – среднеквадратическое отклонение результатов расчета от экспериментальных данных

При выборе метода расчета площади поверхности контакта фаз в деаэрационных элементах различных конструкций необходимо учитывать следующее:

1) для струйных отсеков опубликованы результаты многих исследований, посвященных гидродинамическим условиям их работы; теоретически задача расчета площади межфазной поверхности для режима течения без распада струй решена в работах С.С. Кутателадзе [85–88], Егорова П.В. [188] и др.; при этом в кандидатской диссертации автора [155] показано, что струйные отсеки современных деаэраторов (колонки которых редко содержат более двух струйных отсеков) работают в условиях существенного динамического воздействия парового потока, что обусловливает наличие распада струй на некоторой высоте от верхней струеобразующей тарелки; для расчета длины сплошной части струй С.С. Кутателадзе предложено выражение [85–88, 111, 112, 150], справедливость которого подтверждена в [155]; необходимо разработать метод расчета площади межфазной поверхности в струйных отсеках, который учитывал бы наличие распада струй;

2) для расчета площади поверхности контакта фаз в слое воды, барботируемом паром, предложены эффективные методы, оперирующие удельным газосодержанием (в данном случае – паросодержанием) двухфазного слоя как для режимов работы барботажных листов с провалом жидкости через отверстия, так и для беспровальных режимов работы [85–88, 111, 112, 150, 163–165]; однако при большой высоте слоя жидкости в барботажном устройстве эти методы приводят к существенной ошибке расчета [85–88, 111, 112, 150], поэтому их применение для расчета барботажных устройств деаэраторных баков не рекомендуется;

3) применительно к барботажным устройствам деаэраторных баков (то есть для барботажных устройств с большой высотой слоя жидкости) следует отметить работы А.Ю. Ненаездникова [179, 181, 182], подготовленные в рамках проведенных совместно с автором исследований; в этих работах предложен метод расчета площади поверхности контакта фаз в барботажных устройствах рассматриваемого типа, предусматривающий использование ячеечной математической модели процессов тепломассообмена, учитывающей влияние циркуляции теплоносителей, характеристики которой определяются при решении гидродинамической задачи с использованием программного комплекса FlowVision для моделирования течений жидкости;

4) для центробежно-вихревых ступеней деаэрации опубликовано ограниченное число результатов исследований; эффективный метод расчета площади межфазной поверхности, разработанный на основе комбинаторного подхода, предложен А.Н. Росляковым [158].

1.3.3. Метод матричной формализации моделирования и расчета тепломассообменных установок

Ранее в ИГЭУ (Е.В. Барочкин, В.П. Жуков, автор, А.Ю. Ненаездников, А.Н. Росляков и др.) разработан метод матричной формализации моделирования и расчета процессов тепломассообмена [154, 158, 179–182, 189–203], позволяющий преодолеть указанные недостатки существующих моделей. Предложенные модели унифицированы по входным и выходным параметрам, методам синтеза модели объекта (системы) из моделей элементов (подсистем) и методам нахождения решения. В докторской диссертации Е.В. Барочкина [154] этот подход подробно разработан применительно к расчету процессов теплообмена, приведены примеры использования подхода при расчете физической десорбции газа из воды. Ниже рассмотрены основные положения этого подхода.

Ступень смешивающего теплообменника представляется в виде четырехполюсника (рисунок 1.6, а), в котором тепломассообмен в системе «вода – водяной пар» и массообмен по растворенным в теплоносителях газам осуществляется через границу раздела фаз *F*, которая выбирается в качестве определяющей координаты. Поскольку в рассматриваемых аппаратах реализуется процесс конденсации пара при постоянной в пределах ступени температуре, теплообмен мало зависит от направления движения теплоносителей. Это позволяет рассматривать при составлении расчетной схемы ступень как прямоточный теплообменник.

Из баланса энергии и массы через элементарную поверхность dF (рисунок 1.6, б) записываются система дифференциальных уравнений, описывающих изменение температурного напора τ , массовых расходов теплоносителей G и концентраций газа в теплоносителях c_g (все величины имеют размерности, соответствующие Международной системе единиц измерения):

$$\begin{cases} \frac{d\tau}{dF} = -\frac{k\tau}{c_2^*G_2} - \frac{k\tau^2}{r_1G_2} \\ \frac{dG_1}{dF} = -\frac{k\tau}{r_1} \\ \frac{dG_2}{dF} = -\frac{dG_1}{dF} \\ \frac{dc_{g1}}{dF} = \frac{k_m(k_gc_{g2} - c_{g1})}{G_1} \\ \frac{dc_{g2}}{dF} = -\frac{k_m(k_gc_{g2} - c_{g1})}{G_2}, \end{cases}$$
(1.15)

где F – поверхность контакта фаз; x – степень сухости пара; $\tau = (t_{n1} - t_2)$ – температурный напор; k – коэффициент теплопередачи; c^* – удельная теплоемкость; G – расход; t – температура теплоносителя; r – удельная теплота парообразования; c_g – концентрация растворенного газа; k_m – коэффициент массопередачи по газу; k_g – коэффициент, определяющий связь между концентрацией газа в воде и равновесной концентрацией газа в паровой фазе; индексы 1, 2 и n относятся соответственно к горячему, холодному теплоносителям и состоянию насыщения.



Рисунок 1.6. Представление ступени смешивающего теплообменника в виде четырехполюсника (а) и расчетная схема потоков через элементарную поверхность контакта фаз *dF* (б): обозначения приведены в тексте

В [154] доказано, что при сохранении достаточной для практических расчетов точности в первом уравнении системы (1.15) можно пренебречь теплотой смешения конденсата греющего пара с водой: теплота смешения конденсата на два-три порядка меньше теплоты конденсации греющего пара. В этом случае при начальных условиях $\tau|_{F=0} = \tau_0$, $x_1|_{F=0} = x_{10}^*$ решение системы (1.15) для расчета процессов тепломассообмена в системе «вода – водяной пар» можно представить в матричном виде:

$$\begin{pmatrix} 1 & \frac{a_1}{a_2} (1 - e^{-a_2 F}) & -1 & 0 \\ 0 & -e^{-a_2 F} & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_{10} \\ t_{20} \\ x_1 \\ t_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{a_1}{a_2} (1 - e^{-a_2 F}) t_{n1} \\ (1 - e^{-a_2 F}) t_{n1} \\ x_{10}^* \\ t_{20}^* \end{pmatrix} ;$$
(1.16)
$$a_1 = \frac{k}{G_1 r}; \quad a_2 = \frac{k}{G_2 c_2^*},$$

где x_{10}^* и t_{20}^* – известные из начальных условий значения параметров; единицы в матрице коэффициентов размещаются в позициях, соответствующих задаваемым параметрам.

Поскольку собственно процессы деаэрации не оказывают влияния на расходы теплоносителей (расходы растворенных в теплоносителях газов много меньше расходов

теплоносителей), система (1.15) решается в два этапа: сначала по (1.16) определяются характеристики тепломассообмена между водой и паром, после чего можно перейти к решению задачи расчета концентрацией газов в теплоносителях. Эта задача решается аналогично:

$$\begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & -1 & 0 \\ b_{21} & b_{22} & 0 & -1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} c_{1g0} \\ c_{2g0} \\ c_{1g} \\ c_{2g} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ c_{1g0}^* \\ c_{2g0}^* \end{pmatrix};$$
(1.17)
$$b_{11} = \frac{a_{11}}{a_{11} + a_{22}} \left(\frac{a_{22}}{a_{11}} + e^{(a_{11} + a_{22})F} \right); \quad b_{12} = -\frac{a_{12}}{(a_{11} + a_{22})} \left(1 - e^{(a_{11} + a_{22})F} \right);$$
$$b_{21} = -\frac{a_{11}a_{22}}{a_{21}(a_{11} + a_{22})} \left(1 - e^{(a_{11} + a_{22})F} \right); \quad b_{22} = \frac{a_{11}}{a_{11} + a_{22}} \left(1 + \frac{a_{22}}{a_{11}} e^{(a_{11} + a_{22})F} \right);$$
$$a_{11} = -\frac{k_m}{G_1}; \quad a_{12} = \frac{k_m k_g}{G_1}; \quad a_{21} = \frac{k_m}{G_2}; \quad a_{22} = -\frac{k_m k_g}{G_2},$$

где c_{g10}^* и c_{g20}^* – известные из начальных условий значения параметров.

Представление решения в матричном виде позволяет формализовать задачу синтеза математической модели установки, объединяющей *n* ступеней. Этот подход выражен в разработанном авторами [154, 158, 179–182, 189–203] обобщенном методе матричной формализации моделирования и расчета тепломассообменных установок, который, в отличие от рассмотренного выше, позволяет учитывать подачу или отвод теплоносителей в любую точку схемы, а также рециркуляцию потоков внутри установки. Задача решается следующим образом.

Рисунок 1.7 иллюстрирует формирование потока на входе в произвольную i-ю ступень установки для наиболее общего случая, при котором на вход в эту ступень поступают потоки из всех прочих ступеней. В первый элемент поступают потоки горячего и холодного теплоносителей, характеризуемые вектором признаков $[X_0]_1$ (индекс «0» указывает на входные параметры, индекс «1» – на номер ступени). Матрица процесса **В** в общем случае описывает протекание в ступени процессов теплообмена и/или массообмена. При линейной постановке задачи выходные параметры первой ступени определяются как $[X]_1 = B_1[X_0]_1$. На вход i-й ступени могут подаваться из рассмотренной первой ступени горячий и/или холодный теплоноситель или же их некоторые доли. Для описания структуры потоков вводится матрица коммутации *К* (для рассматриваемого случая – K_{i1}), элементы которой определяют доли потоков горячего и холодного теплоносителей из одной ступени в другую. Тогда матричное произведение $K_{i1}B_1[X_0]_1$ будет определять параметры потоков, подаваемых из первой ступени в i-ю. Таким образом формируются и характеристики потоков, подаваемых из произвольнойj-й ступени в i-ю. Кроме того, в i-ю ступень могут подаваться и внешние для установки потоки горячего и холодного теплоносителей, описываемые вектором признаков $[X_{Bx}]_i$. Вектор признаков потоков на входе в i-ю ступень, таким образом, определится следующим образом [191, 194]:

$$[X_0]_i = \mathbf{K}_{i1}\mathbf{B}_1[X_0]_1 + \mathbf{K}_{i2}\mathbf{B}_2[X_0]_2 + \ldots + \mathbf{K}_{in}\mathbf{B}_n[X_0]_n + [X_{BX}]_i.$$
(1.18)



Рисунок 1.7. **К формированию потока на входе в і-ю ступень установки:** обозначения приведены в тексте

Уравнение, аналогичные (1.18), могут быть записаны для всех *n* ступеней установки. Полученная система линейных уравнений представляется в матричном виде [191, 194]:

$$\begin{pmatrix} -I & K_{12}B_2 & \cdots & K_{1n}B_n \\ K_{21}B_1 & -I & \cdots & K_{2n}B_n \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ K_{n1}B_1 & K_{n2}B_2 & \cdots & -I \end{pmatrix} \begin{pmatrix} [X_0]_1 \\ [X_0]_2 \\ \vdots \\ [X_0]_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -[X_{ex}]_1 \\ -[X_{ex}]_2 \\ \vdots \\ -[X_{ex}]_n \end{pmatrix},$$
(1.19)

где **I** – единичная матрица.

Система (1.19) при известных матрицах **B** и **K** позволяет определить значения параметров потоков горячего и холодного теплоносителей в любой точке установке (на входе и выходе всех выделенных ступеней). Вид матрицы коммутации K_{ij} для простейших случаев (подаче всего расхода горячего или холодного теплоносителей из j-ой в i-ю ступень установки) приведен в таблице 1.2 [197].

Матрица коммутации <i>К</i> _{ії} при подаче из ј-й в і-ю ступень					
горячего теплоносителя	холодного теплоносителя	горячего и холодного теплоносителей	теплоносители не подаются		
$\begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}$		

Вид матрицы коммутации К_{іі} для простейших случаев

Представленный подход для установки из *n* ступеней смешивающего теплообмена (без учета деаэрации теплоносителей) приводит к матричному уравнению в виде [194]:

$$\begin{pmatrix} -G_{11} & K_{12}G_{22}B_{2} & \cdots & K_{1n}G_{nn}B_{n} \\ K_{21}G_{11}B_{1} & -G_{22} & \cdots & K_{2n}G_{nn}B_{n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ K_{n1}G_{11}B_{1} & K_{n2}G_{22}B_{2} & \cdots & -G_{nn} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} [X_{0}]_{1} \\ [X_{0}]_{2} \\ \vdots \\ [X_{0}]_{n} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -[GX_{ex}]_{1} - K_{12}G_{22}A_{2} - \cdots - K_{1n}G_{nn}A_{n} \\ -K_{21}G_{11}A_{1} - [GX_{ex}]_{2} - \cdots - K_{2n}G_{nn}A_{n} \\ \vdots \\ -K_{n1}G_{11}B_{1} - K_{n2}G_{22}B_{2} - \cdots - [GX_{ex}]_{n} \end{pmatrix}; (1.20)$$

$$[X] = \begin{pmatrix} x_{1} \\ t_{2} \end{pmatrix}; \quad B = \begin{pmatrix} 1 & \frac{a_{1}}{a_{2}} (1 - e^{-a_{2}F}) \\ 0 & e^{-a_{2}F} \end{pmatrix}; \quad A = \begin{pmatrix} \frac{a_{1}}{a_{2}} (1 - e^{-a_{2}F})t_{n1} \\ -(1 - e^{-a_{2}F})t_{n1} \end{pmatrix},$$

где коэффициенты *a*₁ и *a*₂ описаны в комментариях к уравнению (1.16).

Наконец, для расчета процесса десорбции газа в рассматриваемой установке из *n* ступеней смешивающего теплообмена, получим матричное уравнение [194]

$$\begin{pmatrix} -G_{11} & K_{12}B_{2m}G_{22}B_2 & \cdots & K_{1n}B_{nm}G_{nn}B_n \\ K_{21}B_{1m}G_{11}B_1 & -G_{22} & \cdots & K_{2n}B_{nm}G_{nn}B_n \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ K_{n1}B_{1m}G_{11}B_1 & K_{n2}B_{2m}G_{22}B_2 & \cdots & -G_{nn} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} [X_0]_1 \\ [X_0]_2 \\ \vdots \\ [X_0]_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -[GX_{ax}]_1 \\ -[GX_{ax}]_2 \\ \vdots \\ -[GX_{ax}]_n \end{pmatrix};$$
(1.21)
$$[X] = \begin{pmatrix} c_{g1} \\ c_{g2} \end{pmatrix}; B = \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{pmatrix}; B_{im} = \begin{pmatrix} 1 - \Delta x_i & 0 \\ \Delta x_i & 1 \end{pmatrix},$$

где матрица B_{im} определяет изменение концентрации газа за счет смешения конденсата пара с водой; Δx_i – изменение степени сухости пара внутри ступени; коэффициенты b_{11} , b_{12} , b_{21} , b_{22} и входящие в выражения для их расчета коэффициенты a_{11} , a_{12} , a_{21} и a_{22} описаны в комментариях к уравнению (1.17).

Последовательное решение уравнений (1.20) и (1.21) для установки из *n* ступеней смешивающего теплообмена с заданной конфигурацией потоков при известных векто-

рах признаков входных параметров и матрицах процесса *B* позволяет определить как теплофизические характеристики потоков теплоносителей во всех точках установки, так и концентрации в них рассматриваемого газа.

Описанный подход представляется перспективным с точки зрения создания единой методологической основы расчета процессов термической деаэрации воды. Однако для этого для различных практических значимых случаев необходимо решить следующие задачи: разработать метод расчета площади межфазной поверхности; определить по экспериментальным данным параметры идентификации моделей в виде коэффициентов теплопередачи и массопередачи по рассматриваемым газам; разработать эмпирическое обеспечение моделей, позволяющее рассчитать значения указанных коэффициентов при заданных конструктивных характеристиках и параметрах режима работы объектов.

Дополнительно необходимо обобщить рассмотренный подход на случай удаления из воды газа, химически связанного с растворителем.

1.3.4. Расчет процессов удаления из воды диоксида углерода и термического разложения гидрокарбонатов при деаэрации

Первым фундаментальным научным трудом в России, посвященным изучению процессов термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторах, стала диссертация В.А. Пермякова [114]. Однако в ней основное внимание уделено сравнительному анализу эффективности работы деаэраторов разных конструкций и обоснованию применения барботажных устройств для повышения этой эффективности, но не предложено эффективных методов расчета рассматриваемого процесса.

В последующих исследованиях [119] аналогичный анализ выполнен для деаэрационных колонок различного конструктивного исполнения (также без разработки соответствующих математических моделей).

Среди работ последних лет в отношении рассматриваемой темы следует отметить кандидатские диссертации А.А. Короткова (подготовлена при научных консультациях автора) и С.Д. Горшенина (подготовлена под научным руководством автора).

Коротковым А.А. выполнена обработка результатов проведенных совместно с автором экспериментальных исследований [155, 156]. Было доказано, что выходные по пару струйные отсеки деаэрационных колонок работают преимущественно в условиях физической абсорбции свободного диоксида углерода водой при наличии его механического захвата струйным потоком. В результате наблюдается нестабильность концентрации свободной угольной кислоты в воде за струйными отсеками, а при отсутствии нижестоящей барботажной ступени – и за колонкой. Концентрация свободной угольной кислоты в воде за колонкой мало отличается от её концентрации в воде перед деаэратором, а основная нагрузка по удалению свободного и особенно химически связанного диоксида углерода приходится на деаэраторный бак. Удалением из воды в деаэрационных колонках связанной углекислоты можно пренебречь ввиду малости времени пребывания воды в колонке в сравнении с временем реакций термического разложения гидрокарбонатов (а для деаэраторов повышенного давления – дополнительно, гидролиза карбонатов). Полученные в [155, 156] данные отчасти подтверждаются результатами предшествующих исследований, проведенных сотрудниками ВТИ и ЦКТИ [109, 111, 124, 150], в которых установлено наличие механического захвата диоксида углерода из паровой фазы потоков воды в струйных отсеках деаэрационных колонок. Однако в [155, 156] показано, что основная причина наблюдаемой низкой эффективности деаэрационных колонок по удалению из воды свободного диоксида углерода обусловлена наличием в верхних струйных отсеках условий для протекания не только механического захвата газа водой, но именно абсорбции.

В диссертации А.А. Короткова [156] выявлено, что эффективность работы деаэраторного бака по удалению угольной кислоты при отсутствии барботажного устройства незначительна, а для деаэраторов с барботажом в баке существенно зависит от времени пребывания воды и расхода пара на барботаж. Предпринятые в [156] попытки разработать математическую модель для расчета степени термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторах (σ) оказались успешными только для конкретного объекта. Поэтому в диссертациях А.А. Короткова [156] и, подробнее, С.Д. Горшенина [157] была проработана идея автора по переходу от расчета непосредственно степени термического разложения гидрокарбонатов как химического процесса, описываемого кинетическим уравнением в виде

$$\frac{dC}{d\tau} = -KC^n, \qquad (1.22)$$

где *С* – массовая концентрация гидрокарбонатов в воде; *К* – константа скорости реакции; т – время; *n* – порядок реакции.

Константа K косвенно учитывает скорость диффузионных процессов в системе и является зависимой от гидродинамических условий реализации процесса, а потому не может быть определена лабораторным путем. В соответствии с данными В.А. Пермякова [114], рассматриваемый процесс, вероятно, протекает как реакция второго порядка (n = 2), однако при малой общей щелочности воды можно ожидать изменение механизма процесса и порядка реакции на n = 1. Зависимость K от температуры системы при этом не рассматривается, поскольку температура в водяном объеме деаэраторного бака во всех точках близка к температуре насыщения при рабочем давлении в атмосферном деаэраторе. Для вычисления K по экспериментальным данным после интегрирования (1.22) требуется знать располагаемое время процесса. А.А. Коротковым [156] в качестве этого параметра использовано время полного вытеснения, однако при этом экспериментальные значения K в условиях разных опытов оказались существенно отличными друг от друга, что не позволило обеспечить требуемую точность модели.

Позднее показано, что разброс относительно среднего экспериментальных значений *К* возможно существенно (статистически значимо) уменьшить, если расчет вести не по времени полного вытеснения, а с учетом гидродинамической обстановки в деаэраторном баке. Автором был предложен подход, апробированный в диссертации С.Д. Горшенина [157], предусматривающий расчет течения воды в баке в программном комплексе FlowVision. При обработке экспериментальных данных с использованием этого подхода (результаты, полученные при этом С.Д. Горшениным отражены на рисунках 1.8 и 1.9 в сравнении с результатами, полученными А.А. Коротковым [156]) удалось уменьшить разброс относительно среднего экспериментальных значений *К* до величин, соответствующих погрешности определения *К* по опытным данным как погрешности косвенного измерения, т.е. до минимально возможного уровня, обусловленного нормативными метрологическими характеристиками методов и средств измерения параметров теплоносителей в опытах.

Однако полученные комплексы экспериментальных значений K, с точки зрения обоснованности их применения в расчетах, имеют ряд недостатков. По деаэраторам без барботажа в баке: 1) при общей щелочности воды менее 2,3 мг-экв/кг наблюдается увеличение разброса экспериментальных значений K относительно среднего только по одному из исследованных объектов – деаэратору ДА-50, что не позволяет надежно обосновать выбор значения порядка реакции n при этих условиях; 2) большинство данных

50

получено по деаэратору одного типа, что не отвечает требованиям обеспечения повторяемости результатов. По деаэраторам с барботажом в баке экспериментальные данные охватывают лишь узкий диапазон изменения общей щелочности, что не позволяет судить о вероятном изменении *n* при изменении щелочности деаэрируемой воды. Для преодоления указанных недостатков требуется проведение дополнительных экспериментальных исследований.



Рисунок 1.8. Значения константы скорости процесса термического разложения гидрокарбонатов в атмосферных деаэраторах, вычисленные по экспериментальным данным, при отсутствии парового барботажа в водяном объеме деаэраторного бака (слева – данные А.А. Короткова [156], справа – данные С.Д. Горшенина [157]): n – прядок реакции; K – константа скорости реакции моделируемого процесса термического разложения гидрокарбонатов, 1/с (n = 1) или кг/(мкг-экв·с) (n = 2); Щ_о^{исх} – щелочность общая воды перед деаэратором, мг-экв/кг; линией показаны данные В.А. Пермякова [114], для их пересчета по методике, апробированной в диссертации С.Д. Горшенина [157], недостаточно исходных данных; точки – экспериментальные данные для деаэраторов разных моделей: • – ДА-300м; ▲ – ДСА-300 (колонка с двумя струйными отсеками); \circ – ДА-50



Рисунок 1.9. Значения константы скорости процесса термического разложения гидрокарбонатов в атмосферных деаэраторах, вычисленные по экспериментальным данным, при наличии парового барботажа в водяном объеме деаэраторного бака (слева – данные А.А. Короткова [156], справа – данные С.Д. Горшенина [157]): точки – экспериментальные данные для деаэраторов разных моделей: Δ – ДСА-300 (колонка с одним струйным отсеком); прочие обозначения соответствуют рисунку 1.8

В диссертации С.Д. Горшенина [157] на основе разработанной в ИГЭУ (Б.М. Ларин, А.Б. Ларин [37, 166, 167]) методики оценки эффективности декарбонизации воды и описанного подхода к моделированию процесса термического разложения гидрокарбонатов разработана под руководством автора методика расчета показателей эффективности удаления из воды угольной кислоты, предусматривающая расчет степени термического разложения гидрокарбонатов σ , pH_{25}^{a} деаэрированной воды и массовой концентрации в ней свободной угольной кислоты $C_{co_2}^{a}$ для деаэраторов заданной конструкции при известных параметрах режима их работы:

1) определяется степень термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторе

$$\sigma = 1 - C / \left(\coprod_{o}^{\text{XOB}} \cdot 10^3 \right), \tag{1.23}$$

где $\coprod_{o}^{\text{хов}}$, мг-экв/дм³ – общая щелочность химически очищенной (исходной) воды на входе в деаэратор; *C*, мкг-экв/дм³ – массовая концентрация гидрокарбонатов в воде на выходе из деаэратора – определяется на основе описанного подхода, предусматривающего решение уравнения (1.22) с учетом гидродинамической обстановки в деаэраторном баке при использовании средних значений *K* по рисункам 1.8 и 1.9 в соответствующем значению $\coprod_{o}^{\text{хов}}$ диапазоне изменения общей щелочности (значения *n* принимаются такими, при которых комплексы экспериментальных значений *K* характеризуются большей прецизионностью);

2) pH_{25}^{π} и $C_{CO_{2}}^{\pi}$, мг/дм³, рассчитываются следующим образом:

$$pH_{25}^{\pi} = lg\left[\left(-b + \sqrt{b^2 - 4ac}\right) / (2a)\right]; \quad , \tag{1.24}$$

$$a = C \cdot 10^{-6} + \frac{1}{11,24} \frac{f_{II}}{f_I} \cdot 10^{-3}; b = \frac{1}{11,24} \frac{f_{II}}{f_I} \cdot 10^{11} \left(C \cdot 10^{-6} - \coprod_{0}^{\text{XOB}} 10^{-3} + 10^{-pH_{25}^{\text{XOB}}} \right);$$

$$c = -\frac{1}{11,24} \frac{f_{II}}{f_I} \cdot 10^{11};$$

$$C_{\text{CO}_2}^{\pi} = 96, 8 \cdot C \cdot 10^{3-pH_{25}^{\pi}}, \qquad (1.25)$$

где pH_{25}^{XOB} – значение pH_{25} химически очищенной воды; f_{II} , f_{I} – коэффициенты активности одно- и двухвалентных ионов, принимаемые для химически очищенной воды равными 0,95 и 0,85 соответственно.

При апробации рассмотренной методики выявлена в целом удовлетворительная сходимость результатов расчета с экспериментальными данными [157]. Однако учитывая, что методика базируется на экспериментальных значениях *К*, все недостатки, указанные для имеющегося эмпирического обеспечения модели, распространяются и на результаты проверки точности методики (1.24), (1.25).

1.4. Термическая деаэрация воды в технологических системах ТЭС

Среди задач повышения эффективности процессов деаэрации теплоносителей в технологических системах ТЭС необходимо отметить следующие:

1) проблемы деаэрации конденсата отработавшего пара в конденсаторах турбин;

2) задачи обеспечения требуемого химического качества теплоносителей по содержанию газов в технологических системах охлаждения тех или иных элементов энергоустановок, например в системах водяного охлаждения обмотки статора турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением;

3) проблемы определения показателей эффективности газообмена в технологических системах сложной структуры, например в тракте регенеративного подогрева питательной воды или теплофикационных установках турбин, в условиях невозможности оборудования соответствующими приборами учета всех потоков системы.

Как и в рассмотренном выше случае – повышении эффективности работы деаэрационных установок, – здесь также решение поставленных задач требует наличия соответствующих методов расчета процессов тепломассообмена в системе «вода – водяной пар» и деаэрации воды. Рассмотрим существующие подходы к решению указанных задач.

1.4.1. Деаэрационные характеристики конденсаторов паровых турбин

Деаэрационные характеристики конденсаторов турбин важны при эксплуатации энергетических установок, поскольку от эффективности удаления из турбинного конденсата коррозионно активных газов (прежде всего, кислорода и диоксида углерода) зависит надежность работы оборудования систем регенеративного подогрева низкого давления турбоустановок [40–46], а также надежность основного оборудования (котлов, турбин) ввиду наличия выноса в них из трактов конденсационной установки и системы регенерации низкого давления продуктов коррозии меди. При этом эффективность работы конденсаторов по удалению из конденсата растворенного кислорода является нормируемой [17].

Удалению из конденсата диоксида углерода уделяется меньше внимания, хотя для турбоустановок, работающих при повышенном содержании свободной углекислоты в свежем паре эта проблема является не менее актуальной, поскольку, согласно приведенным в разделе 1.1 данным углекислотная коррозия интенсивно протекает при температурных условиях работы систем регенерации низкого давления турбин и особенно в отношении медных сплавов. Таким образом, эффективность работы конденсаторов турбин рассматриваемого типа (прежде всего, турбин низкого и среднего давления, пар которых получен из химически очищенной воды) по удалению из конденсата диоксида углерода требует дополнительных исследований.

Собственно деаэрационным характеристикам конденсаторов турбин и проблемам обеспечения нормативной концентрации растворенного кислорода в турбинном конден-

54

сата посвящены многие исследования и руководящие документы [204-235]. Анализ приведенных в них данных показывает, что при моделировании процессов деаэрации в конденсаторах турбин важно с приемлемой точностью рассчитывать показатели энергетических характеристик конденсационных установок, представляющих собой зависимости давления пара и недогрева охлаждающей воды до температуры насыщения в конденсаторе от его паровой нагрузки и температуры охлаждающей воды на входе при различных значениях расхода охлаждающей воды. Такие характеристики могут быть построены по результатам всережимных тепловых испытаний установки, однако их проведение сопряжено с рядом объективных затруднений и потому не всегда возможно. В этих условиях энергетические характеристики конденсаторов определяют по результатам их поверочных тепловых расчетов. Наилучшие результаты для конденсаторов разных типов позволяют получить различные методики поверочного теплового расчета: Всероссийского теплотехнического института (ВТИ); Калужского турбинного завода (КТЗ), Уральского политехнического института (УГТУ-УПИ) [42-44]. Существуют вариации указанных методик; отметим методику ВТИ, усовершенствованную в Вятском государственном университете (А.Г. Шемпелев, П.В. Иглин), позволяющую учитывать влияние режима работы основного эжектора на характеристики конденсатора [215–223]. Тем не менее, при решении практических задач требуется идентификация математической модели, используемой в выбранной базовой методике поверочного теплового расчета, для условий работы и технического состояния конкретного конденсатора. Эта задача должна решаться с опорой на малую выборку экспериментальных данных, представленную результатами экспресс-испытаний либо данными эксплуатационных наблюдений.

Проблемы десорбции растворенного кислорода из основного конденсата в конденсаторах турбин наиболее полно раскрыты в работах А.Г. Шемпелева, П.В. Иглина [215– 223]. В частности, в диссертации П.В. Иглина предложена, обоснована и апробирована эффективная методика расчета массовой концентрации растворенного кислорода в турбинном конденсате, основанная на расчете термодинамически равновесных условий для раствора кислорода в воде по закону Генри. С использованием разработанной методики убедительно доказано следующее:

– необоснованность требований руководящих документов [17] в отношении предельной массовой концентрации растворенного в турбинном конденсате кислорода при малых (менее 50 %) паровых нагрузках конденсатора даже при обеспечении нормативной герметичности вакуумной системы по присосам воздуха;

 – влияние режима совместной работы конденсатора и воздухоудаляющего устройства (основного эжектора конденсационной установки) на содержание растворенного кислорода в турбинном конденсате;

 – зависимость массовой концентрации растворенного кислорода в турбинном конденсате от расхода охлаждающей воды и её температуры на входе в конденсатор.

Совокупность приведенных в [215] позволила установить объективные причины характерной для многих ТЭС, особенно с прямоточными системами технического водоснабжения, невозможности обеспечения нормативных требований [17] по содержанию растворенного кислорода в турбинном конденсате в зимних режимах работы теплофикационных турбин, характеризуемых совместным влиянием негативных факторов: малого расхода пара в конденсатор и малой температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор.

1.4.2. Деаэрация теплоносителя в замкнутых контурах охлаждения оборудования ТЭС

В замкнутых контурах охлаждения оборудования ТЭС, как и в других рассмотренных выше системах, необходимо обеспечить нормативное содержание в охлаждающей воде коррозионно активных газов. Однако, в отличие от других объектов (деаэрационных установок, конденсаторов турбин), в данном случае часто невозможно в силу трудностей в компоновке оборудования установить эффективные деаэрационные устройства.

Типовым примером таких систем являются технологические схемы водяного охлаждения обмотки статора турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением, в которых деаэрация теплоносителя – дистиллята, циркулирующего в контуре охлаждения, – осуществляется в вакуумном баке [236–241], то есть за счет, так называемого, начального эффекта [111, 112, 150] – деаэрации перегретой воды при попадании её в зоне разрежения. Химическое качество охлаждающей воды в таких системах нормируется [39], однако на многих ТЭС существуют проблемы с его обеспечением. Так, на Костромской ГРЭС в 2007 году принято техническое решение [242], закрепляющее ухудшение показателей химического качества дистиллята в рассматриваемой системе в сравнении с требованиями [39] на основании статистики отказов турбогенераторов из-за коррозионных повреждений полых охлаждаемых проводников обмотки статора.

Однако опыт Костромской ГРЭС нельзя считать типовым. Так, опубликованы данные [243, 244] по статистике отказов турбогенераторов мощных паротурбинных энергоблоков ТЭС и АЭС Украины. Эти данные показывают, что из-за коррозионных повреждений элементов системы охлаждения обмотки статора наблюдается до 10 % от общего числа отказов турбогенераторов. Опасность коррозионных процессов в рассматриваемых условиях дополнительно обоснована в [245].

Проблемы обеспечения химического качества дистиллята в рассматриваемой системе применительно к Конаковской ГРЭС описаны в диссертации А.Б. Ларина [37].

Основной причиной сложившейся на ТЭС России ситуации с обеспечением нормативных требований к химическому качеству охлаждающей воды в системах водяного охлаждения обмотки статора турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением является отсутствие статистических данных о скорости коррозии охлаждаемых медных проводников в таких условиях, а также соответствующих методов расчета скорости коррозии. Для решения этой проблемы необходимо проведение специальных исследований.

Изучению собственно процессов деаэрации воды за счет начального эффекта посвящено ограниченное число исследований. Практически изучены лишь особенности этого процесса применительно к вакуумным деаэраторам [111, 112], основанные на результатах, полученных в диссертации И.И. Оликера [106]. Для повышения эффективности деаэрации за счет начального эффекта необходимо, с одной стороны, провести дополнительные экспериментальные исследования для других (кроме вакуумных деаэраторов) условий реализации процесса, с другой стороны, разработать соответствующий метод расчета.

Актуальность изучения процессов деаэрации воды за счет начального эффекта дополнительно обусловлена тем, что в последние десятилетия получили новое развитие деаэраторы и деаэрационные устройства, работающие на этом принципе. Здесь следует отметить, прежде всего, центробежно-вихревые деаэраторы [246–248], прямоточные вакуумно-атмосферные кавитационные струйные деаэрационные устройства «ABAKC» [249– 255], а также другие аналогичные конструкции кавитационных деаэраторов [169–173].

57

1.4.3. Деаэрационные устройства, работающие за счет начального эффекта деаэрации

Широкое распространение на энергообъектах России получили центробежновихревые деаэраторы, конструкции которых разработаны Б.А. Зиминым [246–248]. Существуют разновидности таких аппаратов, работающих как без подачи греющего пара (только за счет начального эффекта деаэрации), так и с подачей греющего пара. В простейшем варианте деаэратор ДЦВ (рисунок 1.10) представляет собой цилиндрический корпус, включающий собственно центробежно-вихревую ступень деаэрации (между крышками 2 и 3) и сепаратор 8.



Рисунок 1.10. Конструктивная схема 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, закручивается в центробежно-вихревой ступени. Поскольку вода в рассматриваемом варианте конструкции нагрета до температуры, превышающей температуру насыщения при рабочем давлении в корпусе, протекает процесс деаэрации за счет начального эффекта. Образующийся выпар отводится через патрубок 11 к эжектору, а вода через окна 7 верхней камеры сливается в нижнюю камеру 8 и выводится через патрубок 12.

На аналогичных принципах работает деаэрационное устройство «ABAKC», разработанное Кинешемским машиностроительным заводом (г. Кинешма, Ивановская обл.) [249–255] (рисунок 1.11). В деаэраторе также используется центробежный эффект закрученного потока воды в горизонтальной трубе. В центре этой трубы образуется газовая полость, куда вытесняются газы, удаляемые эжектором.



Рисунок 1.11. Конструктивная схема деаэрационного устройства «ABAKC»: 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

Удовлетворительный результат деаэрации в деаэраторах обоих рассмотренных типов достигается при увеличенном удельном расходе выпара (около 10 кг выпара на тонну деаэрированной воды или даже более при номинальной нагрузке), кроме того, эффективность таких устройств существенно меньше в сравнении со струйнобарботажными деаэраторами [158, 251, 252, 254, 255].

В частности, анализ результатов испытаний деаэраторов «АВАКС», проведенных ранее В.Н. Виноградовым, И.А. Шатовой и автором [254, 255] (таблица 1.3), показывает, что эффективная работа данного деаэратора возможна лишь при многократной циркуляции через него деаэрируемой воды, что серьёзно осложняет его практическое приме-

нение в теплоэнергетике. Эффект деаэрации по растворенному кислороду $\xi = \frac{\Delta C}{C_0}$ (ΔC – уменьшение массовой концентрации растворенного кислорода в воде в деаэраторе; C_0 – массовая концентрация растворенного кислорода в воде перед деаэратором) в условиях опытов при деаэрации химочищенной воды за один проход составлял от 84 до 86 % (в среднем 85 %). Аналогичный показатель для струйно-барботажных деаэраторов составляет 99 % и более. Сходные результаты по деаэратору «АВАКС» приведены в работах В.И. Шарапова [251, 252].

Таблица 1.3

Bpe-	Результаты измерений. Расход воды через деаэратор 20 ± 1 м ⁷ /ч								
МЯ	Избыточное		Температура		Избы-	Удель	Содержание кислорода,		Эф-
0Т	давление,		воды, ⁰С		точное	ный			фект
нача	кгс/см ²				давление	расход <u>мкг/дм³</u>		3	удале-
ла	перед	после	перед	после	в начале	выпа-	перед	после	ния
изме-	де-	де-	де-	де-	линии	pa,	де-	де-	кисло-
ме-	аэра-	аэра-	аэра-	аэра-	отсоса	кг/т	аэра-	аэра-	рода,
pe-	то-	тора	то-	тора	выпара,		тором	тора	%
ний,	ром		ром		кгс/см²				
МИН									
0	0	0	72	72	-	0	7000	7000	0
5	3	0,02	72	69	-0,70	5,4	4780	750	84
10	3	0,02	71	68	-0,71	5,4	3230	490	85
15	3	0,02	71	68	-0,71	5,4	2250	320	86
20	3	0,02	70	66	-0,73	7,1	1550	230	85
25	3	0,02	70	66	-0,73	7,1	1030	160	84
30	3	0,02	71	67	-0,73	5,4	700	100	86
40	3	0,02	70	67	-0.72	5,4	330	50	85

Результаты испытаний деаэратора АВАКС в режиме рециркуляции [254, 255]

По центробежно-вихревому деаэратору ДЦВ эффект деаэрации составляет около 90 %, что подтверждено результатами испытаний, описанных в диссертации А.Н. Рослякова [158].

Тем не менее, несмотря на сравнительно низкую массообменную эффективность рассматриваемые деаэрационные устройства имеют преимущества, выражаемые в малых габаритах, низкой металлоемкости и возможности использования в режиме без подачи греющего пара. С учетом этого, основными направлениями развития подобной деаэрационной техники могут считаться:

1) их использование в качестве самостоятельных деаэрационных устройств в случаях, когда более эффективные деаэраторы не могут применяться по массогабаритным характеристикам;

2) разработка многоступенчатых деаэрационных установок, в которых рассматриваемые деаэрационные устройства объединяются единой технологической схемой с деаэрационными устройствами других типов.

1.4.4. Расчет показателей эффективности газообмена в технологических системах сложной структуры

Задача расчета эффективности газообмена в технологических системах сложной структуры на ТЭС связана с проблемой совершенствования систем отсоса паровоздушной смеси из корпусов регенеративных, сетевых подогревателей, а также аппаратов, включенных в контур циркуляции основного конденсата конденсационных установок (охладителей пара промежуточных камер концевых уплотнений турбин, сальниковых подогревателей). Опубликованы данные [43, 90, 91, 256, 257], показывающие, что работа систем отсоса паровоздушной смеси оказывает существенное влияние не только на эффективность защиты оборудования от внутренней коррозии, но и на тепломассообменные характеристики теплообменного оборудования.

Важным практическим аспектом этой проблемы является определение действительных присосов воздуха в вакуумную систему турбоустановок, которые являются нормируемыми [17]. Определение расхода воздуха с присосами представляет собой сложную задачу, для решения которой предложен ряд методов, каждый из которых имеет недостатки [235]. Здесь важной является как интегральная оценка герметичности вакуумной системы по значению суммарного расхода воздуха с присосами во все элементы (нормируемый согласно [17] показатель), так и оперативная локализация источника сверхнормативных присосов воздуха. Применяемые в настоящее время методы поиска присосов воздуха (например, с использованием галоидных течеискателей или при проведении гидравлических испытаний конденсаторов с добавлением в воду флуоресцеина [235]) трудоемки и часто не позволяют обнаружить присосы воздуха под уровень конденсата в конденсатосборнике конденсатора или, наоборот, в верхней части выхлопного патрубка турбины. Рассматриваемой проблеме расчета газообмена в технологических системах сложной структуры в специальной технической литературе уделяется недостаточное внимание. Проектирование систем отсоса воздуха из корпусов теплообменников, включенных в технологические схемы турбоустановок, осуществляется с использованием стандартных некогда разработанных технических решений [230].

Расходы воздуха с присосами в отдельные элементы вакуумных систем турбоустановок определяются при этом по статистическим данным: через длину сварных или фланцевых соединений и эмпирические коэффициенты, определяющие средний расход воздуха с присосами на единицу длины соединения каждого типа [24, 31]. При таком подходе расход воздуха с присосами в отдельные элементы оказывается не связанным с интегральной оценкой герметичности вакуумной системы.

В работах В.И. Шарапова И сотрудников возглавляемой ИМ научноисследовательской лаборатории [208, 258, 259] предложен ряд технических решений по определению герметичности вакуумных систем турбоустановок на основе измерения массовой концентрации растворенного кислорода в отдельных потоках. Суть метода заключается в составлении материальных балансов по растворенному в теплоносителе кислороду и оценке по этим данным расхода воздуха с присосами на соответствующем участке тепловой схемы с учетом расходования кислорода в коррозионных процессах. Однако нужно отметить, что решение задачи расчета газообмена в рассматриваемых системах осложняется тем, что на практике отсутствует возможность организации непосредственных измерений параметров теплоносителей, включая концентрации растворенных в них газов, каждого потока системы. С этой точки зрения задача решается в условиях недостаточности исходной информации.

Таким образом, требуется разработка метода расчета газообмена в технологических системах сложной структуры в условиях недостаточности исходной информации.

В качестве перспективной основы для решения поставленной задачи можно рассматривать основанный на регуляризации Тихонова метод сведения материальных балансов в энергетических системах в условиях недостаточности исходной информации, разработанный в кандидатской диссертации А.П. Зимина [260] (подготовлена под научным руководством автора). Метод разрабатывался для решения задач повышения достоверности данных первичного технического и коммерческого учета при проведении тепловых испытаний турбоустановок и расчете фактических и номинальных значений по-

62

казателей тепловой экономичности на основе проверки сходимости и сведения материальных или совместно материальных и энергетических балансов в тепловой схеме энергетической установки. Существенность влияния метода сведения балансов по аддитивным параметрам потоков теплоносителей работающего энергообъекта на результат расчета показателей тепловой экономичности убедительно показана в многочисленных работах [261–285], а необходимость сведения балансов как предварительного этапа при обработке данных первичного технического и коммерческого учета закреплена соответствующими нормативными документами [286–297].

Разработанный автором совместно с А.П. Зиминым метод базируется на подходах теории графов, методе регуляризации Тихонова при решении некорректных задач, а также методах решения оптимизационных задач, включая задачи многокритериальной многопараметрической оптимизации [298–321]. Суть разработанного метода рассмотрим на примере участка тепловой схемы ТЭЦ [260].

Структура потоков в реальной тепловой схеме объекта моделируется направленным графом $G = (\mathbf{X}, \mathbf{V})$. При составлении графа соответствующие точки тепловой схемы, в которых осуществляется объединение или разделение потоков, представляются узлами (X_i), а связывающие эти точки участки тепловой схемы – ветвями V_j (параллельные участки тепловой схемы могут быть представлены одной ветвью графа).

По формализованным правилам для составленного направленного графа формируется матрица инцидентности A: i-я строка матрицы соответствует узлу графа X_i , j-ый столбец – ветви графа V_j ; элемент матрицы $a_{ij}=1$, если j-я ветвь графа начинается в i-м узле; элемента матрица $a_{ij}=-1$, если j-я ветвь графа заканчивается в i-м узле; прочие элементы матрицы равны нулю.

Исходная некорректная задача формулируется следующим образом:

$$AV + \sigma = 0, \qquad (1.26)$$

где матричное произведение *AV* определяет небаланс массы в каждом узле, а σ представляет собой параметр, численно равный невязке балансового уравнения.

В [260] в соответствии с подходом регуляризации Тихонова [298–309] приведенная формулировка некорректной задачи сводится в оптимизационной задаче:

- в скалярной постанове

$$F_{c}(\boldsymbol{V},\boldsymbol{\lambda}) = |\boldsymbol{A}\boldsymbol{V}|^{2} + \boldsymbol{\lambda} |\boldsymbol{V} - \boldsymbol{V}_{0}|^{2} \Longrightarrow \min, \qquad (1.27)$$

в векторной постанове

$$F_{c}(\boldsymbol{V},\boldsymbol{\lambda}) = |\boldsymbol{A}\boldsymbol{V}|^{2} + |\boldsymbol{\lambda}(\boldsymbol{V}-\boldsymbol{V}_{0})|^{2} \implies \min, \qquad (1.28)$$

где F_c – целевая функция; V_0 – априорная оценка вектора V (совокупность исходных значений расходов теплоносителя по ветвям, являющихся результатами измерения или, для не измеряемых расходов, экспертной оценки); λ и λ – малый положительный параметр регуляризации или диагональная матрица, составленная из таких параметров, соответственно.

Для задачи (1.27) известно [298] аналитическое решение:

$$\boldsymbol{V} = (\boldsymbol{A}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{A} + \lambda \boldsymbol{I})^{-1} \,\lambda \boldsymbol{V}_{0}, \qquad (1.29)$$

где *I* – единичная матрица; индексы «Т» и «–1» – операции транспонирования и обращения матриц соответственно.

Для задачи (1.28) аналитическое решение получено в [260]:

$$\boldsymbol{V} = (\boldsymbol{A}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{A} + \boldsymbol{\lambda}^{2}\boldsymbol{I})^{-1} \boldsymbol{\lambda}^{2}\boldsymbol{V}_{0}.$$
(1.30)

В [260] показано, что аналитические решения не могут быть применены для решения практических задач, поскольку они не учитывают ограничения на область допустимых значений параметров: метрологические ограничения (возможный диапазон изменения расход по каждой ветви), технологические ограничения (предельно допустимые установленные руководящими документами [288–290, 292, 294] значения небаланса массы в узлах). Для учета этих ограничений в [260] обоснована эффективность использования численного решения задачи методом статистического программирования [312, 314, 315]. В этом случае указанные ограничения записываются в виде:

$$V_i \in [V_i^{\min}; V_i^{\max}]; \tag{1.31}$$

$$\Delta G_i \in [0; \Delta G_i^{\max}], \tag{1.32}$$

где V_i^{min} и V_i^{max} – минимальное и максимальное значения параметра, обусловленные номинальной погрешностью исправного средства измерения (или экспертной оценки) в iой ветви с учетом возможных ограничений по объективному диапазону изменения (не меньше нуля, не больше некоторого предельно возможного значения); ΔG_j^{max} – допустимый небаланс массы в j-ом узле в соответствии с требованиями [288–290, 292, 294].

Перспективность рассмотренного метода для решения поставленной задачи сведения материального баланса по растворенным в теплоносителях газам обусловлена следующим: во-первых, задача анализа газообмена в технологических системах ТЭС также решается в условиях недостаточности исходной информации (отсутствуют прямые измерения расходов части теплоносителей и концентраций газа в потоках системы);

– во-вторых, в рамках рассмотренного подхода для описания структуры системы используется модель, построенная на основе теории графов, что обеспечивает возможность относительно простой интеграции этой модели в модели, разрабатываемые на основе матричной формализации расчета тепломассообменных систем, рассмотренный в разделе 1.3.3.

1.5. Проблемы совершенствования вспомогательного оборудования деаэрационных установок ТЭС

Эффективным мероприятием, обеспечивающим уменьшение затрат энергии при деаэрации воды, является использование частотного регулирования производительности (ЧРП) насосов, которое может быть реализовано с применением частотнорегулируемого электропривода, гидромуфт или приводных турбин. Разработка техникоэкономических обоснований таких мероприятий базируется на математических моделях насосов. Анализ опубликованных данных и опыта проектирования насосных станций [322–334] показывает, что для учета влияния частоты вращения ротора на показатели работы насосов используют, в основном, формулы пропорциональности из теории подобия гидравлических машин:

$$\frac{Q}{Q_{\rm H}} = \left(\frac{\omega}{\omega_{\rm H}}\right) \cdot \left(\frac{\eta_{\rm o6}}{\eta_{\rm o6, H}}\right); \quad \frac{H}{H_{\rm H}} = \left(\frac{\omega}{\omega_{\rm H}}\right)^2 \cdot \left(\frac{\eta_{\rm r}}{\eta_{\rm r, H}}\right); \quad \frac{N}{N_{\rm H}} = \left(\frac{\omega}{\omega_{\rm H}}\right)^3 \cdot \left(\frac{\eta_{\rm H}}{\eta}\right), \tag{1.33}$$

где Q – объемная подача насоса, м³/ч; H – напор насоса, м вод. ст.; N – мощность на валу насоса, кВт; ω – число оборотов ротора насоса, об/мин; η_{ob} , η_{r} , η – соответственно объемный, гидравлический и полный КПД насоса, ед.; индекс «н» указывает на значение параметра в номинальном режиме работы насоса, т.е. при номинальном числе оборотов ротора.

Проблема практического применения формул (1.33) заключается в том, что зависимости η_{ob} и η_{r} от ω для конкретного насоса не известны. Опубликован ряд моделей, позволяющих оценить указанные зависимости. Так, объемный КПД насоса η_{ob} согласно [323, 324] связан с коэффициентом быстроходности n_s насоса следующим образом:

$$\eta_{\rm of} = \frac{1}{1 + 0.68 n_s^{-0.66}}.$$
(1.34)

Гидравлический КПД насосов η_{Γ} при их проектировании оценивается в зависимости от приведенного диаметра входа в рабочее колесо $D_{\Pi 1}$ по выражению [323, 324]:

$$\eta_{\rm r} = 1 - \frac{0.42}{(lg D_{\rm III} - 0.172)^2}; \ D_{\rm III} = 4.25 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{Q}{\omega}}, \tag{1.35}$$

где подача насоса Q подставляется в единицах измерения м³/с.

Произведение η_{ob} , η_{Γ} и механического КПД насоса η_{M} представляет собой его полный КПД η . Однако механический КПД насоса η_{M} определяется механическими свойствами, конструкцией и эксплуатационным состоянием подшипников и уплотнений вала насоса и является трудно моделируемым [323, 324].

Поскольку зависимости η_{of} , η_{r} и η_{M} от ω обычно не известны, используют упрощенные формулы пропорциональности, полученные в предположении, что η_{of} , η_{r} , η остаются неизменными при любом ω :

$$\frac{Q}{Q_{_{\rm H}}} = \left(\frac{\omega}{\omega_{_{\rm H}}}\right); \quad \frac{H}{H_{_{\rm H}}} = \left(\frac{\omega}{\omega_{_{\rm H}}}\right)^2; \quad \frac{N}{N_{_{\rm H}}} = \left(\frac{\omega}{\omega_{_{\rm H}}}\right)^3. \tag{1.36}$$

Погрешность, вносимая в расчет при таком допущении, оказывается тем больше, чем больше отклонение ω от ω_н [325, 330–334]. Поэтому упрощенные формулы пропорциональности (1.36) характеризуются недостаточной точностью для разработки технико-экономических обоснований использования ЧРП насосов.

В работах А.И. Колесникова [325] предложено сохранить в (1.33) допущение о постоянстве η_{ob} , η_{Γ} при измерении ω , но учитывать изменение полного КПД насоса в соответствии с выражением

$$\eta = \left(1 - k \left[1 - \left(\omega / \omega_{\scriptscriptstyle H}\right)^2\right]\right) \cdot F_{\eta}(Q), \qquad (1.37)$$

где k – параметр идентификации (k – от 0,28 до 1,54 в зависимости от типа насоса [325]); $F_{\eta}(Q)$ – функция, описывающая изменение полного КПД насоса от подачи при номинальном числе оборотов ротора $\omega_{\rm H}$. Идентификация подобных моделей для конкретного объекта требует проведения испытаний насосов в широких диапазонах изменения режимных параметров, что при работе насосов на конкретную технологическую систему затруднено, а в ряде случаев не возможно.

Таким образом, для повышения точности оценки технического и экономического эффекта от использования частотного регулирования производительности насосов деаэрационных установок необходимо разработать математическую модель, обеспечивающую расчет показателей работы насосов с приемлемой точностью, при идентификации модели по относительно малой выборке экспериментальных данных.

1.6. Проблемы организации эксплуатации деаэрационных установок

Эксплуатация деаэрационных установок энергетических объектов осуществляется в соответствии с утвержденными в установленной порядке технологическими инструкциями по эксплуатации [17, 49]. Анализ эксплуатационной документации многих ТЭС и энергетических предприятий России показывает, что в большинстве случаев инструкции по эксплуатации деаэрационных установок являются дублированием заводских инструкций по эксплуатации. В них не содержится ни структурированного описания возможных тепломеханических состояний оборудования, ни конкретного перечня режимов работы.

Такой подход к составлению технологических инструкций на практике приводит к допущению со стороны эксплуатационного персонала ошибок, приводящих к перерасходу топливно-энергетических ресурсов, а в ряде случаев – к инцидентам и авариям.

Чёткая классификация оперативных состояний и эксплуатационных режимов работы оборудования, отражение границ этих режимов в технологических инструкциях по эксплуатации позволит поднять культуру эксплуатации, снизить нерациональные расходы и потери топливно-энергетических ресурсов, а также обеспечить требуемые показатели надежности деаэрационных установок.

Требования и общие указания к разработке технологических инструкций по эксплуатации энергетического оборудования содержатся в [17]. Методический подход к разработке инструкций, учитывающий описанные выше принципы, подробно изложен в [49].

1.7. Направления совершенствования установок и технологических схем деаэрации теплоносителей на ТЭС

Проведенный в предшествующих разделах анализ существующего положения в части эффективности использования установок и технологических схем деаэрации теплоносителей на ТЭС позволяет наметить указанные далее направления их совершенствования.

1. Разработка конструктивных мероприятий, направленных на совершенствование действующих установок термической деаэрации воды.

Среди таких мероприятий следует особое внимание уделить использованию дополнительных затопленных барботажных устройств деаэраторных баков. Это техническое решение, известное с середины прошлого века, в разные периоды времени рассматривалось научным сообществом и практикующими специалистами-энергетиками как эффективное или даже как «вредное».

Применение затопленных барботажных устройств в деаэраторном баке предложено еще в 1947-1949 годах Л.К. Рамзиным [114], который обосновал и первую конструкцию затопленного барботажного устройства. Идея технического решения очевидна: для нормальной работы деаэраторного бака по удалению оставшихся в воде после деаэрационной колонки количеств растворенного кислорода и диоксида углерода требуется значительное время (затрачиваемое на диффузионные процессы в объеме воды, образование укрупненных газовых пузырей и их всплытие под действием выталкивающей силы).

С этого времени начались обширные промышленные исследования, целью которых была оценка эффективности использования барботажных листов деаэрационных колонок и затопленных барботажных устройств деаэраторных баков. Проблема выбора того или иного решения была обусловлена следующим: с одной стороны, для работы барботажного устройства бака требуется повышенное давление барботажного пара (в сравнении с давлением основного пара, подаваемого в надводное пространство деаэраторного бака), что приводит к некоторому ухудшению тепловой экономичности турбоустановок ТЭС из-за увеличения давления в камерах соответствующих отборов пара из проточной части; этого недостатка лишены барботажные листы деаэрационных колонок; с другой стороны, при использовании барботажных листов деаэрационных колонок оказывается недостаточным время пребывания воды в барботажном устройстве, и значительная часть газов выделяется уже в водяном объеме деаэраторного бака (эффективность которого при отсутствии затопленного барботажного устройства мала). Одной из первых работ, всесторонне рассматривающих эту проблему, была кандидатская диссертация В.А. Пермякова [114], который активно апеллировал к результатам, полученным ранее А.П. Маметом, В.А. Голубцовым, С.С. Кутателадзе, В.А. Рачко, А.А. Захаровым и др. В рассматриваемый период наметились и два различных подхода к созданию двухступенчатых струйно-барботажных деаэраторов, выполняемых по схемам: «струйная ступень в колонке + затопленное барботажное устройство деаэраторного бака» (С.С. Кутателадзе, В.А. Зысин) или «струйная ступень в колонке + барботажный лист в колонке».

Однако в этих исследованиях были определены минимально необходимые для нормальной работы затопленных в баках барботажных устройств системы ЦКТИ значения удельного расхода пара на барботаж, которые оказались существенными (около 25 кг пара на тонну деаэрированной воды); при таких значениях ощутимо ухудшается тепловая экономичность турбоустановок, из которых отбирается барботажный пар. Попытки разработать барботажное устройство бака с меньшими значениями удельного расхода пара на барботажное устройство бака с меньшими значениями удельного расхода пара на барботажное устройство бака с меньшими значениями удельного расхода пара на барботажное устройство бака с меньшими значениями удельного расхода пара на барботажное устройство бака с меньшими значениями удельного расхода пара на барботажное устройство бака с меньшими значениями удельного расхода пара на барботажное устройство бака с меньшими значениями удельного расхода пара на барботажное устройство бака с меньшими значениями удельного расхода пара на барботажное устройство бака с меньшими значениями удельного расхода пара на барботажное устройство бака с меньшими значениями удельного расхода пара на барботажное устройство бака с меньшими значениями удельного расхода пара на барботажное устройство бака с меньшими значениями удельного расхода пара на барботажное устройство бака с меньшими значениями удельного расхода пара на барботажное устройство бака с меньшими значениями удельного расхода пара на барботажное устройство бака с меньшими значениями устройств и потому не пошли дальше предсерийных испытаний. В результате в 1952 году на конференции по эксплуатации паротурбинных установок даже было принято техническое решение о нецелесообразности использования затопленных барботажных устройств деаэраторных баков [114] ввиду существенного ухудшения тепловой экономичности турбинного оборудования ТЭС.

Обсуждаемые результаты исследований посвящены преимущественно процессам десорбции растворенного кислорода. Позднее появились работы И.К. Гришука и М.А. Кротковой (ВТИ) [125, 128, 127], И.И. Оликера [109] и др., посвященные проблеме удаления из воды в деаэраторах свободной и, особенно, химически связанной углекислоты. В совокупности указанные исследования позволили установить линейный характер зависимости степени термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторах от времени пребывания воды и удельного расхода пара на барботаж. Расчетным путем И.К. Гришук обосновал граничное значение гидрокарбонатной щелочности воды (0,3 мг-экв/дм³): при меньших значениях целесообразно использовать затопленные барботажные устройства деаэраторных баков, а при больших – только барботажные листы в деаэрационных колонках. Эти расчеты, не проверенные на практике, уже в 1953 году легли в основу нового решения технического совета МЭС СССР [114].

Очевидно, что обе рассматриваемые конструктивные схемы струйно-барботажных деаэраторов имеют преимущества и недостатки. Выбор того или иного решения требует обоснования в каждом конкретном случае.

2. Повышение степени обоснованности технических решений, принимаемых при проектировании деаэраторов.

Ранее в России применялись типовые конструкции термических деаэраторов, разработанные, в основном, ЦКТИ [51–56]. Однако опыт их применения показал, что конструкции, эффективные в одних условиях, оказываются неэффективными в других. Поэтому в настоящее время наметилась тенденция на разработку деаэраторов под конкретные условия эксплуатации. Такой подход может обеспечить гарантированное получение деаэрированной воды требуемого химического качества в каждом конкретном случае путем обоснованного применения различных конструктивных и схемных решений.

Для того, чтобы доказать эффективность и целесообразность применения того или другого решения в каждом конкретном случае, необходимо располагать соответствующими математическими моделями, позволяющими определять показатели работы деаэратора заданной конструкции при известных условиях эксплуатации как по десорбции растворенного кислорода, так и по удалению угольной кислоты. Учитывая многообразие вариантов конструктивного исполнения деаэраторов, математические модели отдельных деаэрационных элементов должны быть построены на единых научных принципах, чтобы обеспечить возможность относительно простого синтеза модели деаэратора в целом из моделей отдельных деаэрационных элементов.

3. Обоснование области применения малогабаритных деаэрационных устройств, использующих принцип начального эффекта деаэрации.

Учитывая изложенную в разделе 1.4.3 информацию о преимуществах и недостатках малогабаритных деаэрационных устройств, использующих принцип начального эффекта деаэрации воды (например, центробежно-вихревых деаэраторов ДЦВ или деаэраторов «АВАКС»), целесообразно определить направления их эффективного применения в энергетических установках.

Одним из таких направлений может быть реконструкция существующих малоэффективных деаэраторов устаревших конструкций, все еще в большом количестве эксплуатируемых на энергообъектах России. В этом случае деаэрационные устройства рассматриваемых типов могут использоваться в качестве надстройки к существующим деаэраторам и являться тем самым одной из ступеней деаэрации воды. Особое внимание при разработке таких технических решений нужно уделить схемам с рециркуляцией, поскольку именно в этом случае – при многократной циркуляции воды, – деаэрационные устройства рассматриваемых типов являются наиболее эффективными.

Один из основных недостатков прямоточных деаэрационных устройств – повышенный удельный расход выпара – может быть обращен в преимущество, если на основе таких устройств создавать двухцелевые деаэрационные установки: при деаэрации некоторого основного потока воды можно путем конденсации выпара получать дистиллят для других целей.

Наконец, учитывая малые габариты деаэрационных устройств рассматриваемых типов и возможность их работы без подачи греющего пара, целесообразно рассмотреть эффективность их применения в технологических системах ТЭС, где необходима деаэрация теплоносителя, но нет возможности использовать эффективные деаэраторы струйно-барботажного типа: например, в технологических схемах конденсационных установок паровых турбин или водяного охлаждения обмотки статора турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением.

4. Повышение эффективности газообмена в технологических системах сложной структуры.

Как показано в разделе 1.4.4, для ТЭС актуальна проблема обеспечения требуемой эффективности газообмена в технологических системах сложной структуры. Такая задача возникает, например, при проектировании систем отсоса паровоздушной смеси из подогревателей турбоустановок или при оценке герметичности вакуумных систем турбин с конденсацией пара и локализации источника сверхнормативных присосов воздуха.

Для решения этих задач необходима разработка метода расчета газообмена в таких системах в условиях недостаточности или некорректности исходной информации (значений параметров потоков теплоносителей, поступающих от систем первичного технического и коммерческого учета).

Этот же метод необходим и для решения задач обеспечения достоверности исходных данных, используемых для расчета показателей тепловой экономичности энергетического оборудования при проведении тепловых испытаний и составлении статистической отчетности.

71

5. Повышение энергетической эффективности деаэрационных установок.

В разделе 1.5 показано, что одним из наиболее эффективных методов повышения энергетической эффективности деаэрационных установок является применение частотно-регулируемого привода насосов, работающих в схеме обвязки деаэраторов.

Для энергоблоков сверхкритического давления такие мероприятия проработаны в середине прошлого века, при этом обоснованы варианты применения приводных турбин или гидромуфт в схеме привода питательных насосов котлов [40–46]. Однако в настоящее время аналогичные мероприятия все чаще рассматриваются и для ТЭС с более низким давлением свежего пара; кроме того, существенное развитие получил частотнорегулируемый электропривод, который в настоящее время относительно не дорог для насосов малой и средней мощности.

Эффективность использования тех или иных методов частного регулирования производительности насосов требует разработки соответствующих технико-экономических обоснований. В разделе 1.5 показано, что для повышения точности оценки технического и экономического эффекта в таких случаях нужно располагать уточненной математической моделью насосов, работающих при переменном числе оборотов ротора. Кроме того, для обеспечения сопоставимости технико-экономической оценки в различных случаях необходимо разработать универсальный алгоритм, который учитывал бы не только показатели работы собственно насосов, но и всего оборудования ТЭС, работающего при заданных графиках тепловой и электрической нагрузок.

6. Повышение эффективности удаления из турбинного конденсата в конденсаторах диоксида углерода для турбин, работающих при увеличенном содержании угольной кислоты в свежем паре.

Это направление, с одной стороны, является актуальным для энергообъектов, котельное оборудование которых работает на химически очищенной воде, с другой стороны, малоизученным.

Необходимо проведение соответствующих экспериментальных исследований, выявление особенностей удаления из турбинного конденсата диоксида углерода в сравнении с десорбцией растворенного кислорода и выработка на этой основе технических решений по совершенствованию рассматриваемого оборудования.

72
7. Повышение эффективности удаления из турбинного конденсата в конденсаторах растворенного кислорода.

Как показано в разделе 1.4.1, к настоящему времени разработаны методики расчета эффективности удаления из турбинного конденсата в конденсаторах растворенного кислорода, но для их эффективного применения при решении практических задач требуется с достаточной точностью рассчитывать показатели энергетических характеристик конденсаторов. Требуется разработка соответствующего метода расчета.

При наличии указанных составляющих математической модели – подмодели расчета энергетических характеристик и подмодели расчета процесса десорбции растворенного кислорода, – будет возможным разработка технических решений по обеспечению требуемого химического качества турбинного конденсата по содержанию растворенного кислорода в конкретных условиях.

8. Разработка прикладных программных средств для решения задач совершенствования деаэрационных установок и технологических схем деаэрации теплоносителей на ТЭС.

Учитывая, что сформулированные выше задачи должны решаться с опорой на математические модели, довольно громоздкие в силу сложности рассматриваемых процессов, необходима разработка ориентированных на решение практических задач программных средств, реализующих разрабатываемое математическое описание.

9. Организационное совершенствование эксплуатации деаэрационных установок.

Данное направление касается повышения эффективности и надежности эксплуатации деаэрационных установок путем создания и внедрения усовершенствованной технической документации по эксплуатации.

Для решения этой задачи необходимо разработать новый подход к формированию технологических инструкций по эксплуатации деаэрационных установок, предусматривающий, в отличие от заводских инструкций по эксплуатации деаэраторов, четкое структурирование оперативных состояний и возможных режимов работы оборудования.

1.8. Постановка задач исследования

Проведенный анализ опубликованных данных позволяет сформулировать цель и задачи работы. **Целью работы** является повышение эффективности оборудования и технологических систем деаэрации теплоносителей ТЭС путем разработки и научного обоснования режимных, схемных и конструктивных мероприятий. Для достижения поставленной цели должны быть решены следующие **задачи**:

1) проведение экспериментальных исследований процессов деаэрации воды в деаэраторах различных конструкций и условий их эксплуатации с целью получения опытных данных, недостающих для идентификации математических моделей деаэрационных элементов;

2) выявление механизма и уточнение кинетических характеристик процесса термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторах различных конструкций на основе экспериментальных данных;

3) определение показателей точности методики расчета степени термического разложения гидрокарбонатов, pH₂₅ деаэрированной воды и массовой концентрации в ней свободной угольной кислоты для деаэраторов известной конструкции при заданных показателях режима работы на основе новых экспериментальных данных;

4) развитие теоретических основ матричной формализации расчета процессов деаэрации воды для случая удаления из воды газа, химически связанного с растворителем;

5) идентификация на основе экспериментальных данных и разработка эмпирического обеспечения формализованных матричных моделей тепломассообмена, десорбции растворенного кислорода и удаления из воды угольной кислоты в деаэрационных элементах разных типов;

6) проведение промышленных испытаний паровых турбин с конденсацией пара для получения экспериментальных данных о деаэрационных и теплотехнических характеристиках конденсационных установок, систем регенеративного подогрева питательной воды, теплофикационных установок, систем водяного охлаждения обмотки статора турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением;

7) разработка способа идентификации математических моделей теплообмена, используемых при поверочном тепловом расчете конденсаторов паровых турбин, по малой выборке экспериментальных данных, включая результаты эксплуатационных наблюдений; 8) обобщение данных по деаэрационным характеристикам конденсаторов турбин, в том числе работающих при повышенном содержании свободной угольной кислоты в свежем паре;

9) проведение испытаний центробежных насосов при частотном регулировании производительности, разработка на их основе математической модели, обеспечивающей расчет энергетических характеристик насосов с приемлемой для решения практических задач точностью;

10) адаптация разработанного на основе регуляризации Тихонова метода сведения материальных балансов в технологических системах сложной структуры в условиях недостаточности исходной информации к задаче расчета характеристик газообмена в таких системах;

11) реализация разработанных математических моделей и методов расчета в виде программных комплексов, предназначенных для решения практических задач;

12) разработка и научное обоснование режимных, схемных и конструктивных мероприятий, направленных на повышение эффективности деаэрации теплоносителей в теплоэнергетических установках, на основе математических моделей и средств их компьютерной поддержки, применительно к конкретным промышленным объектам.

На рисунке 1.12 перечисленные задачи приведены в виде структурной схемы достижения цели исследования.



Рисунок 1.12. Структурная схема достижения цели исследования

ГЛАВА 2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ДЕАЭРАЦИИ ВОДЫ В ДЕАЭРАТОРАХ

Анализ опубликованных данных, выполненный в первой главе диссертации, показал, в частности, что для разработки эмпирического обеспечения математических моделей деаэрационных элементов, особенно в части процессов термического разложения гидрокарбонатов, необходимы дополнительные экспериментальные данные, охватывающие широкий диапазон изменения общей щелочности деаэрируемой воды. Эти же данные необходимы и для всесторонней проверки точности разработанной ранее под руководством автора и описанной в диссертации С.Д. Горшенина [157] методики расчета показателей эффективности удаления из воды угольной кислоты при деаэрации, позволяющей определять для аппарата заданной конструкции при известных показателях режима его работы значения степени термического разложения гидрокарбонатов, водородного показателя р H_{25} деаэрированной воды и массовой концентрации в ней свободной угольной кислоты (в пересчете на диоксид углерода).

Настоящий этап работы посвящен экспериментальным исследованиям процессов деаэрации воды в деаэраторах, проведенным с целью получения недостающих для идентификации математических моделей опытных данных, а также анализу результатов обработки этих данных для определения кинетических характеристик процесса термического разложения гидрокарбонатов и показателей точности ранее разработанной методики расчета критериев эффективности удаления из воды в деаэраторах угольной кислоты.

2.1. Характеристика объектов, методики и условий проведения дополнительных экспериментальных исследований 2.1.1. Общая характеристика

Объекты дополнительных экспериментальных исследований выбирались таким образом, чтобы полученные данные позволили преодолеть выявленные в первой главе диссертации недостатки имеющихся комплексов экспериментальных значений констант скорости реакции *К* в уравнении (1.22). Все исследования проведены в условиях промышленной эксплуатации деаэраторов различного конструктивного исполнения. Общая характеристика объектов дополнительных экспериментальных исследований приведена в таблице 2.1.

Характеристика объектов дополнительных экспериментальных исследований

ларактеристика,	эначение для объекта исследовании							
пуказатсяв, сдини- Ня измерения	ДСА-200, ДА-300,		ДА-50,	ДСА-75,	ДА-200,	ДСА-100,		
ца измерения	Иванов-	OAO	котель-	Костром-	ТЭЦ-	OAO		
	ская	«Север-	ная	ская	ЭВС-2	«Север-		
	ТЭЦ-1	сталь»	«Юж-	ГРЭС	OAO	сталь»		
			ная»,		«Север-			
			г. Чере-		сталь»			
			повец					
1. Конфигурация	2 струй-	2 струй-	2 струй-	3 струй-	2 струй-	2 струй-		
деаэрационной ко-	ных отсе-	ных отсе-	ных от-	ных отсе-	ных от-	ных отсе-		
ЛОНКИ	ка	ка + бар-	сека +	ка	сека +	ка		
		ботажный	барбо-		барбо-			
		лист	тажный		тажный			
			лист		лист			
2. Вместимость де-	75	75	15	35	50	100		
аэраторного бака, м ³								
3. Тип затопленного	Перфори-	Перфори-	Устрой-	Нет	Нет	Нет		
барботажного	рованный	рованный	ство си-					
устройства деаэра-	коллектор	коллектор	стемы					
торного бака			ЦКТИ					
4. Номинальная	200	300	50	75	200	100		
гидравлическая								
нагрузка, т/ч								
5. Диапазон измене-	От 10	От 55	От 12,1	От 21,5	От 45	От 16,3		
ния гидравлической	до 24,8	до 164	до 22,6	до 59,5	до 150	до 50		
нагрузки в период								
испытаний, т/ч								
6. Уровень воды	1850	1650	1520	От 450 до	2250	2150		
в деаэраторном	± 150	± 45	± 80	1450 (pe-	± 45	± 120		
баке, мм				гулиро-				
				вался от-				
				дельно				
				в каждом				
				опыте				
				с отклонен				
				иями не				
				более				
				15 мм)				

Продолжение таблицы 2.1

Характеристика,	а, Значение для объекта исследований						
показатель, едини- ца измерения	ДСА-200, Иванов- ская ТЭЦ-1	ДА-300, ОАО «Север- сталь»	ДА-50, котель- ная «Юж- ная», г. Чере- повец	ДСА-75, Костром- ская ГРЭС	ДА-200, ТЭЦ- ЭВС-2 ОАО «Север- сталь»	ДСА-100, ОАО «Север- сталь»	
7. Температура во- ды перед деаэрато- ром, °С	75,0 ± 2,2	70,0 ± 1,5	70,5 ± 2,5	От 68,7 до 85,6 (регули- ровалась отдельно в каждом опыте с отклоне- ниями не более 0,8 °C)	72 ± 3	От 32,7 до 98,0 (регули- ровалась отдельно в каждом опыте с откло- нениями не более 2,5 °С)	
8. Удельный расход выпара, кг/т	4,1 при гидравли- ческой нагрузке 27,4 т/ч (не регу- лировал- ся)	2,8 при давлении в верхней части ко- лонки 15 кПа; 3,6 при давлении в верхней части ко- лонки 33 кПа (не регу- лировал- ся)	3,2 при гидрав- личе- ской нагрузке 22 т/ч (не ре- гулиро- вался)	От 17,7 до 33,0 (не регу- лировал- ся)	Не менее 5,3	Не менее 5,0	
9. Избыточное дав- ление в деаэраторе, кПа	$2\overline{0\pm 2}$	$1\overline{8\pm 2}$	$2\overline{0\pm 3}$	$2\overline{0\pm 5}$	$2\overline{0,0\pm 3,2}$	$2\overline{5\pm5}$	

Окончание таблицы 2.1

Характеристика,	Значение для объекта исследований							
показатель, едини- ца измерения	ДСА-200, Иванов- ская ТЭЦ-1	ДА-300, ОАО «Север- сталь»	ДА-50, котель- ная «Юж- ная», г. Чере- повец	ДСА-75, Костром- ская ГРЭС	ДА-200, ТЭЦ- ЭВС-2 ОАО «Север- сталь»	ДСА-100, ОАО «Север- сталь»		
10. Удельный рас- ход пара на барбо- таж в деаэраторном баке, кг/т	21,1 при гидравли- ческой нагрузке 26,2 т/ч; 54,2 при гидравли- ческой нагрузке 11,3 т/ч (не регу- лировал- ся)	От 28 до 32 (ре- гулиро- вался)	23 при гидрав- личе- ской нагрузке 22 т/ч (не ре- гулиро- вался)	_	_	_		
11. Количество опытов	21	4	16	4	33	4		

Метрологическое обеспечение испытаний составляли средства измерения, прошедшие государственную поверку. Общая характеристика основных используемых при испытаниях средств теплотехнического и химического контроля приведена в таблицах 2.2–2.4 [335–352]. Особенности метрологического обеспечения, имевшие место для отдельных объектов, описаны в следующих разделах, в которых приведена также характеристика конструктивного исполнения и технологических схем каждого из объектов исследований.

Метрологические характеристики основных средств теплотехнического

контроля использовянны	лу ппи пповелени	и испытянии леязпятопов
KUIII PUIIA, MUIUJIDJUDAIIIID	ил при проведени	п пспытаний дсазраторов

Тип и наименование	Метрологические характеристики					
средства измерения, еди-	Номи-	Номи-	Характер	ристика погрешности		
ница измерения	нальный	нальная	Норми-	Пределы		
	диапазон	цена	руемая	допускаем	лой	
	измерения	деления	погреш-	погрешно	сти	
		шкалы	ность			
1. Расходомер-счетчик	От 35,0	0,1	Относи-	Значение	Пределы	
электромагнитный (ин-	до 1100,0		тельная,	меры,	погреш-	
дукционный) Promag 50W			%	м ³ /ч	ности, %	
DN 200 PN10, м ³ /ч				35	\pm 1,0	
				110	$\pm 0,6$	
				225	$\pm 0,5$	
				и более		
2. Переносной расходо-	От 0,4	0,001	Относи-	$\pm 2,0$		
мер-счетчик ультразвуко-	до 2021663		тельная,			
вой «Днепр-7», м ³ /ч	(водяной		%			
	пар)					
3. Счетчик горячей воды	От 0,03	0,01 м ³	Относи-	±1,8		
СГВ-15, м ³ /ч	до 3,00		тельная,			
			%			
4. Термометр ртутный	От 0	0,1	Абсо-	$\pm 0,1$		
стеклянный лабораторный	до 55		лютная,			
ТЛ-4 №2 055, °С			°C			
5. Термометр ртутный	От 50	0,1	Абсо-	$\pm 0,1$		
стеклянный лабораторный	до 105		лютная,			
<u>TJI-4 №3 50105, °C</u>			°C			
6. Термометр ртутный	От 100	0,1	Абсо-	$\pm 0,1$		
стеклянный лабораторный	до 155		лютная,			
<u> </u>	0.150	0.1	°C			
7. Гермометр ртутный	От 150	0,1	A0co-	$\pm 0,1$		
стеклянный лабораторный	до 205		лютная,			
<u>1J1-4 №5 150205, °C</u>		0.1	<u>°С</u>			
8. Гермопреооразователь	OT 0	0,1	Приве-	$\pm 0,25$		
сопротивления 1СПП 101	до 300		денная,			
РШОО (для измерения тем-			%0			
Пературы Пара), С		0.1	Панта	+ 0.25		
9. Гермопреооразователь		0,1	приве-	$\pm 0,25$		
	до 150		денная, %			
гито (для измерения тем-			70			
пературы воды), С						

Окончание таблицы 2.2

Тип и наименование	Метрологические характеристики						
средства измерения, еди-	Номи-	Номи-	Характер	истика погрешности			
ница измерения	нальный	нальная	Норми-	Пределы			
	диапазон	цена	руемая	допускаемой			
	измерения	деления	погреш-	погрешности			
		шкалы	ность				
10. Манометр деформаци-	От 0	0,0064	Класс	0,4			
онный образцовый типа	до 1,6		точности				
МО с условной шкалой,							
верхний предел измерения							
1,6 кгс/см ² , кгс/см ²							
11. Манометр деформаци-	От 0	0,0040	Класс	0,4			
онный образцовый типа	до 1,0		точности				
МО с условной шкалой,							
верхний предел измерения							
1,0 кгс/см ² , кгс/см ²							
12. Преобразователь дав-	От 0	1	Относи-	$\pm 0,2$			
ления Deltabar S PMD 230,	до 2500		тельная,				
ММ			%				
13. Барометр - анероид	От 80	0,1	Абсо-	± 0,5 кПа			
метеорологический	до 106		лютная,				
БАММ-1, кПа			кПа				
14. Секундомер, с	-	1	Абсо-	±1 c			
			лютная, с				

Таблица 2.3

Метрологические характеристики методов химического

контроля, использованных при проведении испытаний деаэраторов

Определяе-	Метод	Пределы допускаемой погрешности			
мый параметр	(чувствитель-				
	ность метода)				
1. Массовая	Амперометриче-	Диапазон измерений	Пределы допускаемой		
концентрация	ский	0,003 - 20 мг/дм ³	абсолютной погрешно-		
растворенного	(0,003 мг/дм ³)		сти		
кислорода			$\pm (0,003 \pm 0,1C)$ мг/дм ³		
2. Водородный	Потенциометри-	Диапазон измерений:	Пределы допускаемой		
показатель рН	ческий (-)	1 – 14 ед. рН	относительной		
			погрешности ± 5,7 %		

Определяе-	Метод	Пределы допускаемой погрешности				
мый параметр	(чувствитель-					
	ность метода)					
3. Щелочность	Титриметриче-	При титров	ании 0,1 Н	При титров	ании 0,01 Н	
	ский	раствором н	кислоты	раствором н	кислоты	
	(50 мкг-экв/дм ³	Щелоч-	Пределы	Щелоч-	Пределы	
	при определении	ность,	допускае-	ность,	допускае-	
	с индикатором	мг-экв/дм ³	мой отно-	МКГ-	мой отно-	
	метиловым оран-		сительной	экв/дм ³	сительной	
	жевым,		погреш-		погреш-	
	20 мкг-экв/дм ³		ности, %		ности, %	
	при определении	0,1	30 - 20	20	30 - 40	
	со смешанным	0,2	20 - 15	50	20 - 15	
	индикатором)	0,5	15 - 10	100	8 - 7	
		1,0	10 - 5	200	3 - 5	
		2,0	5-2	500	2 - 1,5	
		5,0	2 - 1	1000	1 - 0,5	
		10,0	1			
4. Массовая	Метод концен-	Метод		Метод прям	ЮГО	
концентрация	трирования	концентрир	трирования титрования			
свободной	(1 мг/дм ³)	Массовая	Пределы	Массовая	Пределы	
угольной кис-	Метод прямого	концен-	допускае-	концен-	допускае-	
ЛОТЫ	титрования	трация	мой отно-	трация	мой отно-	
	(1 мг/дм ³)	угольной	сительной	угольной	сительной	
		кислоты	погреш-	кислоты	погреш-	
		(CO ₂),	ности, %	(CO ₂),	ности, %	
		мг/дм ³		мг/дм ³		
		1	± 50	10	± 15	
		5	± 30	15	± 12	
		7	± 20	20	± 10	
		10	± 10	25	± 7	
				30	± 5	

Метрологические характеристики средств химического

									U			
VOUTI	ημημ	испо	ΠL 2Λ	DOULLIV	ппи	Πησι	оприна	испе	гтации	Tega	ngtai	nnd
NUTI	JUJIA.	nunu	JIDJU	раппыл	шуи	IIVVI	осдении	nund	папии	JUAJ	JAIV	JUD
-)				-					P 1		

Измеряе- мый пара- метр, еди- ница из- мерения	Тип и наименова- ние сред- ства изме- рения	Номи- нальный диапазон измерения (цена де- ления), единица измерения	Пределы допускаемой основ- ной / дополнительной по- грешности	Предел допуска- емого значения полного времени установ- ления показа- ний
1. Водо- родный по- казатель рН, ед .рН	рН-метр МАРК-902	От 1 до 12 (0,001), ед. pH / 0,001	Пределы допускаемой основной абсолютной погрешности: $\pm 0,05$ ед. pH. Пределы допуска- емой дополнительной абсолют- ной погрешности: на изменение температуры анализируемой среды от нормальной ($25 \pm 0,2$) °C $\pm 0,1$ ед. pH; на изменение температуры окружающего воздуха на ± 10 °C от нормальной (20 ± 5) °C $\pm 0,01$ ед. pH	30 мин
2. Массовая концентра- ция раство- ренного кислорода, мг/дм ³	Анализатор растворен- ного кисло- рода МАРК-302Т	От 0 до 10 (0,001), мг/дм ³	Пределы допускаемой основной абсолютной погрешности: $\pm (0,003 + 0,04C)$ мг/дм ³ . Преде- лы допускаемой дополнитель- ной абсолютной погрешности: на изменение температуры ана- лизируемой среды на ± 5 °C от нормальной (20 $\pm 0,2$) °C $\pm 0,012C$ мг/дм ³ ; на изменение температуры окружающего воздуха на ± 10 °C от нормальной (20 ± 5) °C $\pm (0,001+0,002C)$ мг/дм ³ , где C – измеренное значение массовой концентрации раство- ренного кислорода, мг/дм ³	30 мин

2.1.2. Деаэратор ДСА-200 Ивановской ТЭЦ-1

Деаэратор ДСА-200 ст. № 3 является единственным деаэратором деаэрационнопитательной установки паровых котлов Е-50-0,7-250Г (П-102) и ГМ-50-250 Ивановской ТЭЦ-1. Деаэратор состоит из деаэрационной колонки с двумя струйными отсеками (рисунок 2.1), установленной посредине верхней образующей деаэраторного бака полезной емкостью 75 м³. Оборудован автоматически регулируемым подводом основного пара в парораспределительный коллектор, расположенный горизонтально в нижней части деаэрационной колонки, и нерегулируемым подводом барботажного пара в затопленное барботажное устройство деаэраторного бака, представляющее собой горизонтальный перфорированный коллектор.



Рисунок 2.1. Конструктивная схема деаэрационной колонки деаэратора ДСА-200 Ивановской ТЭЦ-1: ХОВ – химочищенная вода; ОВА – охладитель выпара; 1 – кольцевое смесительное пространство; 2 –верхняя струеобразующая тарелка; 3 – наружный кольцевой порог верхней тарелки; 4 –внутренний кольцевой порог верхней тарелки; 5 – сливная тарелка; 6 – порог сливной тарелки; 7 – брызгоотбойный конус; 8 – штуцер отвода выпара; 9 – парораспределительный коллектор

Особенностью установки является следующее. Рассматриваемый деаэратор работал в схеме питания паровых котлов ТЭЦ-1 до её реконструкции. В этот период отпуск пара внешним потребителям и невозврат конденсата были существенными. После реконструкции ТЭЦ с установкой двух газовых турбин с паровыми котламиутилизаторами и существенного уменьшения отпуска пара внешним потребителям расход питательной воды котлов и, соответственно, гидравлическая нагрузка деаэратора ДСА-200 также уменьшились до значений не более 30 т/ч. Таким образом, деаэратор работает вне регулировочного диапазона нагрузок (не менее 60 т/ч, не более 240 т/ч), рекомендованного заводом-изготовителем.

Всего в ходе испытаний деаэратора проведен 21 опыт. Все опыты проведены при работе деаэратора в эксплуатационном режиме. Уровень воды в деаэраторном баке поддерживался автоматически. Температура воды перед деаэратором также поддерживалась автоматически путем регулирования давления в подогревателе химически очищенной воды. Избыточное давление пара в надводном пространстве деаэраторного бака поддерживалось автоматически с помощью регулятора, установленного на трубопроводе подачи основного пара. Расход выпара деаэратора определен с использованием ультразвукового накладного расходомера при одной нагрузке и в процессе испытаний не регулировался. Удельный расход пара на барботаж не регулировался; его значения определены с использованием ультразвукового накладного расходомера при двух гидравлических нагрузках. Значения указанных параметров, характеризующих режим работы деаэратора, отражены в таблице 2.1.

Расход деаэрированной воды измерялся штатным расходомерным устройством (предел основной относительной погрешности средства измерения 3,4 %). Методы и средства измерения прочих теплогидравлических и химических параметров соответствуют описанным в пункте 2.1.1. При этом измерения массовой концентрации растворенного в деаэрированной воде кислорода не проводились.

2.1.3. Деаэратор ДА-300 ОАО «Северсталь» (колонка с двумя струйными отсеками и барботажным листом)

В данном случае испытания проведены методом пассивных наблюдений. Объект исследований – деаэратор ДА-300 ст. № 4 участка химводоочистки «Стан-2000» теплосилового цеха ОАО «Северсталь». Деаэрационная колонка этого деаэратора включает два струйных отсека, образованных под верхней и нижней перфорированными тарелками (аналогично конструкции, изображенной на рисунке 2.1), и в нижней части (на расстоянии 450 мм по высоте от нижней струеобразующей тарелки) дополнена непровальным барботажным листом. Деаэраторный бак рассматриваемого деаэратора – типовой, полезной емкостью 75 м³. В деаэраторном баке установлено затопленное барботажное устройство, конструктивно не отличающееся от барботажных устройств деаэраторных баков деаэраторов ДСА-300 ст. № 2 и ДА-300м ст. № 6, результаты испытаний которых отражены в ранних работах автора [155] (рисунок 2.2).



Рисунок 2.2. Конструктивная схема затопленного барботажного устройства в виде одиночного перфорированного коллектора (вариант для деаэратора производительностью 300 т/ч с деаэраторным баком полезной емкостью 75 м³) и схема циркуляции воды в деаэраторном баке при работе барботажного устройства: 1 – деаэраторный бак; 2 – опоры; 3 – перфорированный барботажный коллектор; 4 – скобы; 5 – трубопровод подвода барботажного пара; 6 – штуцер ввода основного пара; 7 – деаэрационная колонка; 8 – штуцер отвода деаэрированной воды

Метрологическое обеспечение испытаний соответствует указанному в пункте 2.1.1.

Температура воды перед деаэратором поддерживалась в режиме автоматического регулирования. Удельный расход пара на барботаж устанавливался в каждом опыте на уровне от 28 до 32 кг/т д.в.; удельный расход выпара деаэратора предварительно определен по балансу охладителя выпара при двух значениях избыточного давления в верхней части колонки, а для условий каждого опыта рассчитывался по полученной таким образом линейной зависимости. Проведено четыре опыта при различных гидравлических нагрузках деаэратора. В ходе опытов избыточное давление в верхней части деаэрационной колонки поддерживалось в режиме автоматического регулирования с помощью регулятора на паропроводе подвода основного пара. Уровень в деаэраторном баке поддерживался вручную путем изменения степени открытия арматуры на сливе деаэрированной воды из деаэратора. Значения параметров, характеризующих режим работы деаэратора в условиях опытов, отражены в таблице 2.1.

2.1.4. Деаэратор ДА-50 котельной «Южная» МУП «Теплоэнергия», г. Череповец

В составе котельного оборудования котельной «Южная» МУП «Теплоэнергия» (г. Череповец Вологодской обл.) эксплуатируются два паровых котла ДЕ-25/14 БКЗ, деаэрация питательной воды для которых осуществляется в одном деаэраторе типа ДА-50/15.

Рассматриваемый деаэратор состоит из деаэрационной колонки номинальной производительностью 50 т/ч, конструкция которой соответствует приведенной на рисунке 2.3, и деаэраторного бака полезной емкостью 15 м³ (рисунок 2.4). Деаэраторный бак оборудован затопленным барботажным устройством системы ЦКТИ (рисунок 2.5). Имеется предохранительно-сливное устройство и охладитель выпара OBA-2.

Исходной водой котельной является вода городского водопровода, предварительно полученная из воды реки Шексна путем коагуляции сульфатом алюминия, механической фильтрации и антибактериального хлорирования. Окисляемость воды реки Шексна изменяется в широких пределах – от 14 до 20 мг O₂/дм³ и более. Повышенный уровень окисляемости этой воды обусловливает необходимость применения коагулянта с высокими дозами и, следовательно, уменьшение щелочности воды. В результате и умягченная вода для паровых котлов, полученная в схеме двухступенчатого Na– катионирования, отличается малой общей щелочностью – от 0,4 до 0,8 мг-экв/дм³. В таких условиях для получения питательной воды, не содержащей свободной углекислоты, деаэратор ДА-50/15 эксплуатируется при существенных значениях удельного расхода пара на барботаж в деаэраторном баке – по данным специальных опытов этот расход составлял не менее 23 кг/т д.в. при гидравлической нагрузке деаэратора около 22 т/ч (максимальной эксплуатационной на момент проведения испытаний). Соответственно, при уменьшении гидравлической нагрузки деаэратора удельный расход пара на барботаж пропорционально увеличивался, поскольку степень открытия арматуры на паропроводе барботажного пара и давление этого пара в коллекторе собственных нужд котельной оставались неизменными.



Рисунок 2.3. Конструктивная схема деаэрационной колонки производительностью **50** т/ч: 1 – штуцер подвода исходной воды; 2 –водораспределительный колодец; 3 – струеобразующая тарелка; 4 – секционирующий порог струеобразующей тарелки; 5 – ограничительный порог струеобразующей тарелки; 6 – барботажный лист; 7 и 8 – соответственно входной и выходной пороги барботажного листа; 9 – предохранительное устройство; 10 – перегородка; 11 – нижняя тарелка; 12 – порог нижней тарелки; 13 – ограничительный порог нижней тарелки; 14 – штуцер отвода выпара; 15 – технологический штуцер; 16 – люк



Рисунок 2.4. Общий вид деаэраторного бака полезной емкостью 15 м³: А – штуцер под деаэрационную колонку; Б – штуцер подключения предохранительно-сливного устройства по пару; В – штуцер подвода основного пара; Г – дренажный штуцер; Д – штуцер отвода деаэрированной воды; Е – штуцер подключения предохранительносливного устройства по воде; Ж – штуцеры для подключения указателя уровня; С – штуцер для сброса от сепаратора непрерывной продувки котла; Т – штуцер для ввода питательной воды из линии рециркуляции питательных насосов; У – штуцер ввода перегретых конденсатов; Ф – штуцер для ввода паровоздушной смеси из парового пространства подогревателей; Ц – штуцер подвода пара к затопленному барботажному устройству деаэраторного бака



Рисунок 2.5. Конструктивная схема затопленного барботажного устройства системы ЦКТИ: 1 – деаэраторный бак; 2 – деаэрационная колонка; 3 и 4 – потоки воды, направляемой на деаэрацию; 5 и 15 – секционирующие перегородки деаэраторного бака; 6 – трубопровод ввода барботажного пара; 7 – паровая коробка барботажного устройства; 8 – барботажный лист; 9 – канал для прохода воды; 10 – штуцер отвода деаэрированной воды; 11 – верхний щит; 12 – боковые щиты; 13 – секционирующие перегородки барботажного устройства; 14 – пароперепускные окна; 16 – штуцер ввода основного пара; 17 – штуцер ввода перегретого конденсата; 18 – штуцер отвода выпара

Испытания деаэратора проведены в целях установления его фактической эффективности по декарбонизации воды. В ходе собственно испытаний деаэратора выполнена серия наблюдений в эксплуатационных режимах работы оборудования. При этом в автоматическом режиме поддерживались: уровень воды в деаэраторном баке (регулятор установлен на трубопроводе подачи умягченной воды в деаэрационную установку); избыточное давление в надводном пространстве деаэраторного бака (регулируется подача основного пара в деаэратор); температура воды перед деаэратором с использованием регулятора, установленного на паропроводе подачи греющего пара в подогреватель умягченной воды. Значения параметров, характеризующих условия проведенных опытов, указаны в таблице 2.1.

Химическое качество поступающей в деаэратор воды характеризовалось значениями общей щелочности в диапазоне от 500 до 1200 мкг-экв/дм³, массовой концентрации свободного диоксида углерода около 4300 мкг/дм³. Массовая концентрация свободного диоксида углерода в греющем паре деаэратора (основном и барботажном) изменялось от 11 до 18 мг/дм³.

Гидравлическая нагрузка деаэратора измерялась штатным расходомерным устройством, установленным на напоре насосов питательной воды, откачивающих воду из деаэратора, с пределом основной относительной погрешности 2,2 %. Прочие методы и средства измерения теплогидравлических и химических параметров соответствовали описанным в пункте 2.1.1.

В ходе испытаний выполнено 16 опытов. Длительность каждого опыта и промежутки времени между опытами выбирались по условию стабилизации теплохимического состояния деаэратора.

2.1.5. Деаэратор ДСА-75 Костромской ГРЭС

Объект исследований – деаэратор ДСА-75 подпитки теплосети Костромской ГРЭС, – примечателен тем, что работает при существенно увеличенных значениях удельного расхода выпара.

Деаэратор ДСА-75 номинальной производительностью деаэрационной колонки 75 т/ч с аккумуляторным баком вместимостью 35 м³ предназначен для деаэрации подпиточной воды тепловой сети, присоединенной к Костромской ГРЭС. Конструктивно деаэрационная колонка аналогична колонке, представленной на рисунке 2.1, но выполнена с тремя струйными отсеками. Деаэраторный бак показан на рисунке 2.6. Деаэратор не оборудован барботажным устройством деаэраторного бака.

Деаэратор имеет нестандартную для атмосферных деаэрационных установок схему обвязки (рисунок 2.7), поскольку в качестве охладителя выпара (OB) и подогревателя химочищенной воды (ПХОВ) установлены охладители выпара типа ОВП-18 деаэратора повышенного давления (площадь поверхности теплообмена 18 м²). Установлен также водо-водяной теплообменник подпиточной воды (ВВТ) типа MBH-2050-14 площадью поверхности нагрева 57,2 м², предназначенный для охлаждения деаэрированной воды после деаэратора и предварительного подогрева химочищенной воды, направляемой на деаэрацию.

Греющий пар подается от коллектора собственных нужд ГРЭС давлением 13 кгс/см² в деаэратор и ПХОВ через один регулятор давления; индивидуальная регулировка давлений пара в указанных аппаратах отсутствует. Расход выпара деаэратора так-

же не регулируется (на трубопроводе выпара арматура отсутствует), а выпар деаэратора охлаждается полным расходом химочищенной воды, направляемой на деаэрацию (байпас охладителя выпара по воде отсутствует). Трубопровод отвода выпара в атмосферу отсутствует.



Рисунок 2.6. **Общий вид деаэраторного бака полезной емкостью 35 м³:** обозначения те же, что на рисунке 2.4

В ходе экспериментальных исследований измерялись теплотехнические и химические параметры теплоносителей. Метрологические характеристики используемых методов и средств измерения соответствуют описанным в пункте 2.1.1.



На насосы подпитки теплосети

Рисунок 2.7. Схема обвязки деаэратора подпитки теплосети: ПХОВ – пароводяной подогреватель химочищенной воды; ОВ – охладитель выпара деаэратора; ВВТ – водоводяной теплообменник подпиточной воды; ХОВ – трубопровод подвода химочищенной воды; ПСУ – предохранительно-сливное устройство деаэратора; *t* – точка измерения температуры

Испытания деаэратора проведены методом активного эксперимента. Всего проведено четыре опыта при следующих условиях:

– опыт № 1 – эксплуатационный режим; регулировка давления пара и уровня воды
 – автоматические, а их значения – эксплуатационные; регулировка расхода подпиточной воды – ручная, величина подпитки – эксплуатационная; длительность опыта 40 минут;

– опыт № 2 – режим повышенной гидравлической нагрузки; регулировка давления
 пара и уровня воды – автоматические, их значения – эксплуатационные; регулировка

94

расхода подпиточной воды – ручная, величина подпитки увеличена путем приоткрытия дренажа с обратного трубопровода теплосети; длительность опыта 45 минут;

– опыт № 3 – режим дополнительно повышенной гидравлической нагрузки; регулировка давления пара и уровня воды – автоматические, их значения – эксплуатационные; регулировка расхода подпиточной воды – ручная, величина подпитки дополнительно увеличена путем приоткрытия дренажа с обратного трубопровода теплосети; длительность опыта 40 минут;

– опыт № 4 – режим работы с минимальным уровнем воды в деаэраторном баке; регулировка давления пара и уровня воды – ручная, значение давления – эксплуатационное, значение уровня – минимальное; регулировка расхода подпиточной воды – ручная, величина подпитки увеличена путем приоткрытия дренажа с обратного трубопровода теплосети; длительность опыта 1 ч 5 мин.

2.1.6. Деаэраторы ДА-200 ТЭЦ-ЭВС-2 ОАО «Северсталь»

Особенностью рассматриваемого объекта наблюдений – установки деаэрации подпиточной воды теплосети ТЭЦ-ЭВС-2 ОАО «Северсталь» – является технологическая схема предварительной подготовки воды. Исходная вода, нагретая до температуры 30 °С, направляется в механические фильтры и далее непосредственно в деаэраторы подпитки теплосети. Для обеспечения соответствия химического качества подпиточной воды нормам проектная схема предусматривает также подкисление подпиточной воды. Таким образом, деаэраторы подпитки теплосети в условиях рассматриваемой электростанции работают на сырой воде, прошедшей только механическую фильтрацию.

В составе установки деаэрации подпиточной воды теплосети работают два деаэратора ДА-200. Деаэрационная колонка КДА-200 включает два струйных отсека и непровальный барботажный лист (аналогично конструкции, изображенной на рисунке 2.3). Деаэраторы укомплектованы деаэраторными баками полезной емкостью 50 м³ (рисунок 2.8). Выпар деаэраторов направлен в атмосферу ввиду неисправности обоих охладителей выпара. Барботаж в деаэраторном баке не предусмотрен.

В период наблюдений деаэраторы работали в режиме автоматического регулирования с поддержанием избыточного давления в надводном пространстве деаэраторного бака, уровня воды в деаэраторном баке и температуры воды перед деаэратором. Удельный расход выпара каждого деаэратора определен по результатам предварительных измерений, выполненных с использованием переносного ультразвукового расходомерасчетчика «Днепр-7». Условия проведения испытаний отражены в таблице 2.1.



Рисунок 2.8. Общий вид деаэраторного бака полезной емкостью 50 м³: обозначения те же, что на рисунке 2.4

Всего по двум деаэраторам в течение года проведены наблюдения показателей работы в 33 опытах длительностью от 10 до 45 минут. Длительность опытов и время их начала выбирались таким образом, чтобы в рамках одного опыта отклонения гидравлической нагрузки деаэраторов от среднего значения были минимальными. Непосредственно в ходе наблюдений измерялся расход деаэрированной воды (подпиточной воды теплосети) (предел основной относительной погрешности средства измерения 2,0 %), а также химические параметры качества деаэрированной воды (используемые методы и средства измерений соответствуют описанным в п. 2.1.1). Массовая концентрация в исходной воде растворенного кислорода составляла около 6500 мкг/дм³, свободной углекислоты – около 5000 мкг/дм³.

2.1.7. Деаэратор ДСА-100 деаэрационной установки питательной воды участка вторичных энергоресурсов коксохимического производства ОАО «Северсталь»

Деаэрационная установка расположена в турбинном цехе участка вторичных энергоресурсов коксохимического производства (ВЭР КХП) ОАО «Северсталь» и предназначена для основной или дополнительной (барьерной) деаэрации питательной воды котлов- утилизаторов установок сухого тушения кокса (УСТК). Химочищенная деаэрированная вода (ХОВ) с температурой от 72 до 74 °С из сети комбината (деаэрированная или недеаэрированная, в зависимости от режима работы энергооборудования центральной химводоочистки теплосилового цеха) подаётся в два деаэратора ДСА-100. Кроме этого потока воды, деаэрации подвергается конденсат пара, поступающего от турбоагрегата ПТ-12-35/10М КТЗ ст. № 2 с температурой около 40 °С, и конденсат пара производственного отбора указанной турбины и противодавления турбоагрегата Р-4-35/10 КТЗ ст. № 1 с температурой, как правило, более 90 °С.

Деаэрационные колонки деаэраторов ДСА-100 аналогичны рассмотренной в пункте 2.1.2 колонке деаэратора ДСА-200 Ивановской ТЭЦ-1 (рисунок 2.1) с той разницей, что греющей пар подается в надводное пространство деаэраторного бака со стороны, противоположной деаэрационной колонке. По проекту деаэрационные колонки деаэраторов включали также непровальный барботажный лист ниже сливной тарелки, однако в ходе предшествующего испытаниям обследования этот элемент был демонтирован на обоих деаэраторах в результате разрушения из-за возникавших в ходе неправильной эксплуатации гидравлических ударов (рисунок 2.9). Таким образом, рассматриваемые деаэраторы являются одноступенчатыми струйными с двумя струйными отсеками. Деаэраторные баки деаэраторов изготовлены по спецзаказу и характеризуются полезной емкостью 100 м³. Барботаж в деаэраторном баке не организован.



Рисунок 2.9. Разрушение непровального барботажного листа деаэрационной колонки деаэратора ДСА-100 ст. № 1

Испытания проведены методом активного эксперимента. Цель испытаний состояла в получении основной режимной характеристики деаэратора по растворенному кислороду – зависимости массовой концентрации растворенного кислорода от гидравлической нагрузки деаэратора и температуры воды перед ним. Измерения химических параметров, характеризующих эффективность удаления углекислоты, выполнялись не во всех опытах и ограничивались контролем щелочности общей и по фенолфталеину деаэрированной воды. Ценность полученных при этом данных обусловлена тем, что деаэраторы укомплектованы деаэраторными баками большой вместимости, поэтому время пребывания воды в деаэраторе относительно велико.

Избыточное давление пара в надводном пространстве деаэратора поддерживалось автоматически с помощью регулятора, установленного на паропроводе подвода пара к деаэратору, а уровень воды в деаэраторном баке – вручную путем изменения степени открытия арматуры на сливе деаэрированной воды из деаэратора. Изменение температуры воды, направляемой в деаэратор, достигалось путем перераспределения между двумя работающими деаэраторами (изолированными друг от друга по водяному и паровому уравнительным трубопроводам) трех потоков исходной воды с разной температурой: ХОВ из сети комбината, основного конденсата турбины ПТ-12-35/10М КТЗ ст. № 2 и конденсата пара производственного отбора и противодавления турбоагрегатов ПТ-12-35/10М КТЗ ст. № 2 и P-4-35/10 КТЗ ст. № 1. Выпар деаэратора, не оборудованного охладителем выпара, направлен в атмосферу при практически полном открытии арматуры на трубопроводе выпара. По оценке, выполненной на основе гидравлического расчета паропровода выпара, удельный расход выпара деаэратора в период испытаний

не уменьшался менее 5 кг на тонну деаэрированной воды. Условия проведения опытов отражены в таблице 2.1.

В качестве средств теплотехнического контроля использованы штатные приборы (пределы основной относительной погрешности измерений: по расходу деаэрируемой воды $\pm 3,0$ %, по температуре исходной воды $\pm 2,5$ %). Средства измерения химических параметров соответствуют описанным в пункте 2.1.1. Среднее значение массовой концентрации растворенного кислорода в исходной воде от опыта к опыту менялось из-за изменения структуры потоков исходной воды и составляло от 4220 до 7020 мкг/дм³ (с отклонениями в рамках одного опыта не более ± 235 мкг/дм³).

Реализовано 30 опытов (4 серии при разных значениях температуры исходной воды). Длительность каждого опыта и промежутки времени между опытами выбирались по условию стабилизации показаний кислородомера, измеряющего массовую концентрацию растворенного кислорода в деаэрированной воде.

2.2. Результаты экспериментальных исследований 2.2.1. Первичная обработка результатов замеров контролируемых параметров в опытах

В рамках каждого опыта по каждому теплогидравлическому параметру получено не менее девяти значений, по каждому химическому параметру – не менее трех значений.

Первичная обработка результатов замеров контролируемых параметров выполнена в соответствии с методикой, разработанной в рамках кандидатской диссертации автора [155]. Эта методика составлена таким образом, чтобы обеспечить выполнение требований действующих руководящих документов в области обработки результатов теплотехнических и химических измерений [353–366], но с учетом специфики объекта исследований – теплоэнергетического оборудования, работающего в некотором режиме, – то есть объекта, по которому невозможно в одних и тех же условиях провести повторные измерения в случае, если показатели точности и прецизионности уже проведенных измерений не удовлетворяют заданным критериям.

Учитывая специфику выполнения теплотехнических и химических изменений, при первичной обработке результатов замеров контролируемых параметров для этих групп измерений применяются неодинаковые методики. Последовательность операций при первичной обработке результатов замеров параметров следующая: 1) идентификация и отсев выбросов на основе тестирования выборки по критерию Кохрена [362]; учитывая, что проведенные исследования рассматриваются как эксперименты, в которых предъявляются высокие требования к точности получаемых результатов, при обработке результатов измерений параметров с относительно большим числом замеров в рамках одного опыта квазивыбросы на первом этапе тестирования также исключались из совокупности данных в запас надежности результатов; при повторном тестировании той же совокупности исключались только выбросы; кроме того, выбросом считались только результаты с максимальным значением стандартного отклонения, поскольку отвергать данные, обладающие большей прецизионностью (минимальным значением стандартного отклонения), не целесообразно; проверка на выбросы производилась только для теплогидравлических и химических параметров с относительно большим количеством замеров в рамках опыта;

2) исключение известных систематических погрешностей; в данном случае учитывалась только систематическая погрешность метода измерения (которая включает и систематическую погрешность используемого средства измерения), а систематическая погрешность лаборатории (под лабораторией здесь может пониматься оператор, работающий с определенным измерительным прибором) принималась равной нулю, так как для её определения необходимо иметь дублирующие измерения повышенной точности [361–366];

3) установление окончательного результата измерений параметра y_j в j-ом опыте; в зависимости от соотношения между максимальной разностью из массива результатов замеров параметра у в опыте $[(y_{ji})_{max} - (y_{ji})_{min}]$ (*j* – номер опыта; *i* – номер замера в опыте) и критическим диапазоном $CR_{0.95}(N_j)$, за окончательный результат измерения параметра в опыте принималось либо среднее арифметическое значение, либо медиана из результатов замеров; в качестве критического диапазона $CR_{0.95}(N_j)$ для теплогидравлических параметров использовалась средняя для данного параметра у по всем опытам оценка стандартного отклонения повторяемости $S_r(y)$, умноженная на коэффициент критического диапазона $f(N_j)$ [362]; для химических параметров с малым количеством замеров в каждом опыте в качестве критического диапазона $CR_{0.95}(N_j)$ использовались известные значения предела повторяемости *r* соответствующей методики выполнения количественного химического анализа [359]; 4) определение доверительных границ погрешности окончательного результата измерений параметра в опыте Δ_i [364]:

$$\Delta_j = \mathbf{1}, \mathbf{1}\sqrt{\varepsilon_j^2 + \Theta_j^2}, \qquad (2.1)$$

где ε_j и Θ_j – доверительные границы соответственно случайной и систематической составляющей погрешности; при этом в качестве Θ_j принимаются известные пределы основных и дополнительных погрешностей средств измерений [364], а ε_j вычисляется как

$$\varepsilon_{i} = tS(\overline{y_{i}}), \qquad (2.2)$$

где t – коэффициент Стьюдента, определяемый при числе измерений параметра в опыте N_j и доверительной вероятности P = 95 % (уровень значимости 5 %); $S(\overline{y_j})$ – оценка стандартного отклонения окончательного результата измерений [364]:

$$S(\overline{y_{j}}) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N_{j}} (y_{ji} - \overline{y_{j}})^{2}}{N_{j}(N_{j} - 1)}},$$
(2.3)

где y_{ji} – i-й результат замера параметра в j-ом опыте.

5) представление окончательного результата измерения параметра в j-ом опыте (при выбранной доверительной вероятности *P* = 95 %) [364]:

$$y_j \pm \Delta_j. \tag{2.4}$$

2.2.2. Окончательные результаты измерения контролируемых параметров в опытах

Окончательные результаты измерения контролируемых параметров в опытах сведены в Приложение 1.

2.3. Анализ экспериментальных данных по процессу термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторах

2.3.1. Порядок определения кинетических характеристик процесса термического разложения гидрокарбонатов по результатам натурных испытаний деаэраторов

Обработка экспериментальных данных выполнена с использованием методики, апробированной в диссертации С.Д. Горшенина [157]. В основу подхода положена математическая модель совмещенных процессов движения воды и термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторных баках, базирующейся на параллельном включении ячеек идеального вытеснения, время пребывания среды в которых определяется с использованием специализированного программного комплекса для моделирования течений жидкости (FlowVision).

Суть подхода состоит в том, чтобы учесть неравномерность течения воды в деаэраторном баке, то есть в решении кинетического уравнения реакции (1.22), моделирующей процесс термического разложения гидрокарбонатов, использовать не среднее время пребывания воды в баке (определенное как для реактора идеального вытеснения), а распределение времен пребывания различных элементарных объемов воды в баке. Ввиду неоднородности и трехмерного характера течения воды в деаэраторных баках решить эту задачу аналитически не представляется возможным. В данном случае задача будет решаться с использованием специализированного программного пакета FlowVision [367–371] по моделированию трехмерных течений жидкостей и газов в каналах произвольной формы. Процедура нахождения решения при этом сводится к расчету полей скоростей и давлений воды в деаэраторном баке, разбиению области течения на определенное число ячеек идеального вытеснения, конфигурация которых задана соответствующими линиями тока, и определению времени прохождения элементарными объемами воды каждой такой ячейки идеального вытеснения.

Эффективностью работы деаэрационной колонки в части термического разложения гидрокарбонатов, учитывая результаты, полученные в диссертации А.А. Короткова [156], можно пренебречь. Поэтому при выполнении расчетов следует ограничиться рассмотрением деаэраторного бака. Для получения искомого результата – значения константы скорости реакции *К* в уравнении (1.22), – необходимо последовательно решить рассматриваемые далее задачи.

1. Разработка упрощенной геометрической модели деаэраторного бака. Пример конструктивной схемы объекта моделирования приведен на рисунке 2.2. Задача состоит в разработке упрощенной геометрической модели объекта для проведения численных исследований. Модель разрабатывается средствами специализированного программного обеспечения и интегрируется в программный комплекс FlowVision. Для сокращения количества операций при проведении вычислений модель разрабатывается в масштабе 1:1, при таком подходе не требуется использовать критерии подобия для перехода от условий проведения натурного эксперимента к условиям проведения численного эксперимента.

Разработанная упрощенная геометрическая модель представлена на рисунке 2.10. При разработке этой и других аналогичных моделей сделаны следующие допущения:

– свободная поверхность воды в деаэраторном баке моделируется идеальной стенкой 3, на которой задается условие проскальзывания; это позволяет отказаться от моделирования границы раздела фаз в деаэраторном баке и течения парового потока в надводном пространстве, что существенно упрощает постановку задачи и, соответственно, уменьшает затраты вычислительных ресурсов;

– барботажное устройство бака в модели представлено в виде барботажной щели, равной по длине барботажному устройству объекта исследования и характеризуемой шириной, которая вычисляется из условия равенства площади щели суммарной площади отверстий в барботажном устройстве объекта исследований; такое упрощение позволяет существенно уменьшить количество ячеек расчетной сетки из-за отсутствия необходимости локальной адаптации сетки в районе каждого отверстия барботажного устройства; такое допущение считаем обоснованным, поскольку в специализированных работах по барботажным аппаратам показано [86–88], что условия выхода пара из отверстий барботажного устройства с большой высотой слоя жидкости не оказывают существенного влияния на гидродинамику двухфазного слоя.



Рисунок 2.10. Упрощенная геометрическая модель деаэраторного бака деаэратора с барботажным устройством: 1 – сечение «вход воды»; 2 – сечение «выход воды»; 3 – идеальная стенка (модель свободной поверхности); 4 – стенка бака; 5 – барботажная щель (модель барботажного устройства)

2. Задание параметров физической модели, граничных условий и расчетной сетки. Для деаэраторных баков без барботажного устройства заданы следующие параметры физической модели: вещество – вода в агрегатном состоянии «жидкость»; рассматривается непрерывная фаза; параметры движения определяются как для ньютоновской жидкости; модель турбулентности – стандартная k-є модель. Для деаэраторных баков с барботажным устройством используются более сложные параметры физической модели: вещества – вода в агрегатном состоянии «жидкость» и водяной пар в агрегатном состоянии «жидкость»; фазы также рассматриваются как непрерывные; параметры движения и модель турбулентности те же, но дополнительно учитывается массоперенос. Принятые граничные условия отражены в таблице 2.5.

Номер ГУ по рисун- ку 2.2	Наимено- вание ГУ	Тип ГУ	Параметр	Значение
1	Вход (То же)	Вход / Выход (То же)	Нормальная массовая скорость (То жо)	В соответствии с условиями опытов при проведении натурных экспериментов
2	Выход (То же)	Вход / Выход (То же)	Статическое давление (То же)	
3	Стенка 1 (То же)	Стенка (То же)	_	Проскальзывание (То же)
4	Стенка 2 (То же)	Стенка (То же)	_	Прилипание (То же)
5	Стенка 3 (То же)	Стенка (То же)	 – (Нормальная массовая скорость) 	Прилипание (В соответствии с условиями опытов при проведении натурных экспериментов)

Принятые граничные условия (ГУ)*

*Примечание: вне скобок указаны параметры для деаэраторных баков без барботажного устройства; в скобках – для деаэраторных баков с барботажным устройством

Поскольку при моделировании мы не располагаем данными о характеристиках полей скоростей и давлений в деаэраторных баках, имеющих место в реальных условиях, возможность провести исследования сеточной сходимости отсутствуют. В этой случае при задании сетки расчетной области в ходе специальных исследований оценивалась только устойчивость решения, получаемого при разном количестве расчетных ячеек. В результате этих исследований для разных объектов при условиях разных опытов итоговое число расчетных ячеек расчетной области (с учетом функции подсеточного разрешения геометрии) составило: для деаэраторных баков без барботажного устройства – от 38256 до 78856; для деаэраторов с барботажным устройством – от 275354 до 688456. Сходимость расчета в каждом опыте численных экспериментов оценивалась: для деаэраторов без барботажного устройства – по величинам невязок давления среды во входном по воде сечении модели и скорости в выходном по воде сечении модели; для деаэраторов с барботажным устройством – от овеличинам невязок давления среды во входном по воде сечении модели и барботажной щели, а также в выходном по воде сечении модели.

3. Обработка результатов численных экспериментов. После получения решения в среде FlowVision в расчетной области известно, в частности, распределение скоростей воды в объеме воды в деаэраторном баке (пример визуализации слоя «Линии тока» приведен на рисунке 2.11). Для решения поставленной задачи необходимо задать совокупность ячеек идеального вытеснения и определить время пребывания среды в каждой из них. Для этого входная по воде область течения условно разбивается на *m* площадок, являющихся входными сечениями *т* ячеек. Выбор значения *т* обоснован в диссертации С.Д. Горшенина [157] в ходе специальных исследований. В большинстве случаев принималось значение m = 1000. Каждая ячейка моделируется реактором идеального вытеснения, соединяющим соответствующие і-е площадки входного и выходного по воде сечений деаэраторного бака. При этом площади выделенных т площадок входного сечения выбираются так, чтобы обеспечить равные расходы внутри каждой ячейки, а длина и конфигурация і-й ячейки задается линией тока, выходящей из центра соответствующей выделенной і-й площадки входного сечения. Линия тока формируется следующим образом: в центр і-й помещается объект «Сфера», назначаемая источником единственной линии тока, относящейся к отдельному слою «Линии тока» (рисунок 2.12). Средствами FlowVision вычисляется время т_і пребывания воды в каждой і-й ячейке (через встроенную переменную «Максимальное время», отображаемую в информационном окне слоя «Линии тока»).

Значение τ_i используется в решении уравнения (1.22), определяющем концентрацию гидрокарбонатов C_i в воде на выходе каждой i-й ячейки при выбранном значении порядка реакции *n*:

$$C_{i} = C_{0} \exp(-K\tau_{i}) \operatorname{при} n = 1, \qquad (2.5)$$

$$C_{\rm i} = \frac{1}{C_0^{-1} + K\tau_{\rm i}} \, \, \text{при} \, n = 2,$$
 (2.6)

где C_0 – концентрация гидрокарбонатов в воде на входе в деаэраторный бак; *К* – константа скорости реакции.

Поскольку температура воды во всех точках бака практически неизменна, значение константы скорости реакции *К* полагается одинаковым для всех ячеек и определяется по условию совпадения экспериментального и расчетного $\left(C = \sum_{i=1}^{m} C_i / m\right)$ значений концентрации гидрокарбонатов в выходном по воде сечении бака.



Рисунок 2.11. **Визуализация слоя «Линии тока» в среде FlowVision:** вверху – бак без барботажного устройства; внизу – бак при работе барботажного устройства



Информационное окно[Линии тока						
69						
Имя	Значение					
Данные с солвера	Есть					
Номер шага	2600					
Время	1215.1866172898					
Макс. путь	26.504544733385					
Макс, время	2525.5282912783					
Переменная	VEL					
Блок	Движение					
Фаза	Все фазы					
Лок. максимум	0.55129563808441					
Лок. минимум	0.0023133617360					
Глоб. максимум	0.63949933468028					
Глоб. минимум	0					
Доп. переменная	(нет)					

Рисунок 2.12. К определению времени пребывания воды в і-й ячейке

При обработке результатов экспериментальных исследований в соответствии с описанным алгоритмом учтены результаты специальных исследований, проведенных в рамках диссертационной работы С.Д. Горшенина [157]. В указанной работе было показано, что для деаэраторов с барботажом в баке результаты расчета экспериментальных значений константы скорости реакции *K* по рассматриваемому алгоритму значимо отличаются от результатов расчета *K* по среднему времени пребывания воды в баке (времени вытеснения) только при удельных расходах пара на барботаж менее 15 кг/т д.в. При удельных расходах пара на барботаж более указанного значения распределение количества ячеек по времени пребывания воды в баке оказывается близким к симметричному, при этом математическое ожидание мало отличается от медианы распределения и поэтому учет неравномерности течения воды в баке не приводит к существенному изменению результата расчета *K*. Таким образом, в рамках настоящего этапа работы обработка экспериментальных данных по рассматриваемому алгоритму выполнена только для деаэраторов и опытов с удельным расходом пара на барботаж в баке менее 15 кг/т д.в.

108
2.3.2. Результаты расчета константы скорости реакции термического разложения гидрокарбонатов

Результаты расчета константы скорости реакции *К* термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторах по полученным дополнительным экспериментальным данным в сопоставлении с результатами, полученными ранее совместно с С.Д. Горшениным, приведены на рисунке 2.13.



Рисунок 2.13. Расширенные комплексы значений констант скорости реакции, моделирующей процесс термического разложения гидрокарбонатов в атмосферных деаэраторах без барботажа в баке (вверху) и с барботажом в баке (внизу), определенных по предложенной методике на основе экспериментальных данных: n - прядок реакции; K – константа скорости реакции, 1/с (<math>n = 1) или кг/(мкг-экв·с) (n = 2); $Щ_0^{ucx}$ – общая щелочность воды перед деаэратором, мг-экв/кг; точки – экспериментальные данные для деаэраторов разных моделей: данные из диссертации Горшенина С.Д. (• – ДА-300м, ОАО «Северсталь»; \blacktriangle – ДСА-300 (два струйных отсека в деаэрационной колонке), ОАО «Северсталь»; \checkmark – ДСА-300 (один струйный отсек в деаэрационной колонке), ОАО «Северсталь»; \circ – ДА-50, Родниковская ПГУ-ТЭС); дополнительные данные автора (\square – ДСА-200, Ивановская ТЭЦ-1; \diamond – ДА-300, ОАО «Северсталь»; x - ДА-50, котельная «Южная»; \blacklozenge – ДСА-75, Костромская ГРЭС; ж - ДА-200, ТЭЦ-ЭВС-2 ОАО «Северсталь»; \blacksquare – ДСА-100, ОАО «Северсталь»)

В таблице 2.6 приведены параметры, характеризующие уточненные комплексы значений K, а также выполнена проверка статистических гипотез о равноточности выборок при n = 1 и n = 2 с использованием относительных отклонений. Здесь же для наглядности приведены данные по погрешности определения K по результатам измерения контролируемых параметров как погрешности косвенных измерений. Граничные значения общей щелочности воды, при которых происходит изменение механизма процесса, приняты равными 2,3 и 0,7 мг-экв/кг соответственно для деаэраторов с барботажом в баке и без него. Уровень значимости для всех рассматриваемых случаев принят равным 0,05 (доверительная вероятность 0,95).

Таблица 2.6

Параметры, характеризующие расширенные комплексы экспериментальных значений константы скорости реакции *К*

	Значение для деаэраторов			
Параметр, единица измерения, гипотеза	с барботажом	без барботажа		
	в баке	в баке		
Граничное значение общей щелочности воды Щ ₀ ^{гр} , со-				
ответствующее изменению механизма процесса, мг-	0,7	2,3		
ЭКВ/КГ				
Количество экспериментальных значений К, шт.,	32 \ 33	201 \ 358		
при $\coprod_o < \coprod_o {}^{rp} \setminus$ при $\coprod_o \ge \coprod_o {}^{rp}$	52 \ 55	294 \ 338		
Средние значения K при Щ _о $<$ Щ _о ^{гр}	5,35·10 ⁻⁵	6,54·10 ⁻⁵		
и $n = 1, 1/c \setminus n = 2, $ кг/(мкг-экв·с)	$2,74 \cdot 10^{-7}$	6,00·10 ⁻⁸		
Среднеквадратическое отклонение К, %,	33.0 \ 63.8	1/0\311		
при Щ _o < Щ _o ^{гр} и $n = 1 \setminus n = 2$	55,9 \ 05,8	14,9 \ 31,1		
Средние значения K при Щ _о \geq Щ _о ^{гр}	2,34·10 ⁻⁴ \	7,82·10 ⁻⁵		
и $n = 1, 1/c \setminus n = 2, $ кг/(мкг-экв·с)	$1,87 \cdot 10^{-7}$	3,22.10-8		
Среднеквадратическое отклонение К, %,	31.0 \ 15.6	<i>16</i> 0 \ 10 0		
при Щ _o \ge Щ _o ^{гр} и $n = 1 \setminus n = 2$	51,0 \ 15,0	40,9 \ 19,9		
Значение критерия Фишера для комплексов				
значений <i>K</i> при $n = 1$ и $n = 2$ при Щ _o < Щ _o ^{гр} \	$3,54 \setminus 3,95$	$4,34 \setminus 5,54$		
при Щ _о \geq Щ _о ^{гр}				
Критическое значение критерия Фишера	1 81 \ 1 79	1 21 \ 1 19		
при $\coprod_o < \coprod_o {}^{rp} \setminus$ при $\coprod_o \ge \coprod_o {}^{rp}$	1,01 \ 1,77	1,21 \ 1,17		
Равноточны ли комплексы значений К	Her \ Her	Her \ Her		
<u>при $n = 1$ и $n = 2$ при Щ_o $<$ Щ_o^{гр} \ при Щ_o \ge Щ_o^{гр}?</u>				
Погрешность расчета К, %, как погрешность				
косвенного измерения (по результатам измерения кон-	29.9 \ 12.9	158\182		
тролируемых в опытах параметров)		13,0 \ 10,2		
при $\coprod_o < \coprod_o {}^{rp} \setminus$ при $\coprod_o \ge \coprod_o {}^{rp}$				

Анализ полученных данных позволяет сделать следующие выводы:

• по деаэраторам без барботажа в баке:

– дополнительные экспериментальные данные в целом не изменили выявленную ранее тенденцию: имеются статистически доказанные основания полагать изменение механизма процесса термического разложения гидрокарбонатов, выражаемое в изменении порядка реакции n, при общей щелочности деаэрируемой воды около 2,3 мг-экв/кг;

– для практических расчетов можно рекомендовать следующие значения параметров идентификации математической модели: n = 1 и $K = (6,54 \pm 0,97) \cdot 10^{-5}$ 1/с при Щ₀^{исх} < 2,3 мг-экв/кг; n = 2 и $K = (3,22 \pm 0,64) \cdot 10^{-8}$ кг/(мкг-экв·с)

при $Щ_0^{\text{исх}} \ge 2,3$ мг-экв/кг;

• по деаэраторам с барботажом в баке:

– дополнительные экспериментальные исследования позволили существенно расширить учтенный диапазон изменения щелочности деаэрируемой воды, в результате чего выявлена и статистически доказана смена механизма процесса термического разложения гидрокарбонатов при общей щелочности воды около 0,7 мг-экв/кг;

- практические расчеты рекомендуется вести с использованием следующих значений идентификации 1 параметров математической модели: n = \pm 1.81)·10⁻⁵ $\Pi_0^{\text{MCX}} < 0.7$ мг-экв/кг; n =К (5.35 1/c 2 при И = и $K = (1,87 \pm 0,29) \cdot 10^{-7}$ кг/(мкг-экв·с) при Щ₀^{исх} $\ge 0,7$ мг-экв/кг.

Отметим, что характеризующие точность математической модели величины среднеквадратических отклонений *К* в рекомендованных диапазонах изменения общей щелочности воды соответствуют погрешности определения *К* как результата косвенного измерения, то есть могут считаться обусловленными нормативными метрологическими характеристиками методов и средств измерения химических и теплотехнических параметров теплоносителей. Дальнейшее уточнение эмпирического обеспечения модели возможно при использовании более точных методов измерения, главным образом, щелочности (общей и по фенолфталеину) деаэрируемой воды.

Таким образом, предложенная математическая модель совмещенных процессов движения воды и термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторных баках, базирующейся на параллельном включении ячеек идеального вытеснения, время пребывания среды в которых определяется с использованием специализированного программного комплекса для моделирования течений жидкости (FlowVision), позволила вычислить кинетические характеристики процесса термического разложения гидрокарбонатов при деаэрации воды по данным натурных испытаний деаэраторов.

2.4. Проверка точности методики расчета показателей эффективности удаления из воды в деаэраторах угольной кислоты с учетом дополнительных экспериментальных данных

Определение недостающих параметров идентификации математической модели в виде рекомендованных значений констант скорости реакции K и значений порядка реакции n позволило выполнить проверку точности ранее разработанной под руководством автора в диссертации С.Д. Горшенина [157] методики (1.23)–(1.25) расчета степени термического разложения гидрокарбонатов σ , pH_{25}^{π} деаэрированной воды и массовой концентрации в ней свободной угольной кислоты $C_{CO_2}^{\pi}$ для деаэраторов известной конструкции при заданных показателях режима работы.

На рисунке 2.14 приведены результаты сопоставления (для условий каждого из опытов) экспериментальных значений σ и значений σ , рассчитанных по предложенной методике. При этом использованы определенные на предшествующем этапе рекомендованные для практических расчетов значения *n* и средние значения *K* при соответствующих опытных значениях Щ₀^{исх}.



Рисунок 2.14. Сопоставление экспериментальных (σ_3) и расчетных (σ_p) значений степени термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторах с паровым барботажом в баке (слева) и без него (справа): точки – результаты расчетов по предложенной методике для условий опытов (обозначения точек соответствуют рисунку 2.13); линия – совпадение расчетных и экспериментальных значений

На рисунке 2.15 аналогичное сопоставление выполнено по pH_{25}^{π} , а на рисунке 2.16 – по $C_{co_2}^{\pi}$ (в этом случае сопоставление выполняется только для тех опытов, в которых экспериментально зафиксировано присутствие свободной углекислоты в деаэрированной воде).



Рисунок 2.15. Сопоставление расчетных (рН_{д,р}) и экспериментальных (рН_{д,э}) значений рН деаэрированной воды для деаэраторов с паровым барботажом в баке (слева) и без него (справа): пунктирные линии показывают доверительный интервал, обусловленный нормативными характеристиками точности потенциометрического метода измерения рН; прочие обозначения соответствуют рисунку 2.14



Рисунок 2.16. Сопоставление расчетных (СО_{2,p}) и экспериментальных (СО_{2,3}) значений массовой концентрации свободной углекислоты в пересчете на диоксид углерода в деаэрированной воде для деаэраторов без барботажа в баке: пунктирные линии показывают доверительный интервал, обусловленный нормативными характеристиками точности алкалиметрического метода измерения концентрации свободной углекислоты; прочие обозначения соответствуют рисунку 2.14

Сводные данные по показателям точности полученной математической модели приведены в таблице 2.7.

Таблица 2.7

Параметры, характеризующие точность математической модели процесса удаления из воды угольной кислоты в деаэраторах

Параметр, единица измерения	Значение		
	для деаэрато	ров	
	с барбота-	без барбо-	
	жом в баке	тажа в баке	
Среднеквадратическое отклонение расчетных значений			
от экспериментальных, %:			
σ	15,7	13,9	
$\mathrm{pH}_{25}^{\scriptscriptstyle \mathrm{A}}$	1,9	2,0	
$C^{\scriptscriptstyle \mathrm{A}}_{\scriptscriptstyle \mathrm{CO_2}}$	_	44,3	
Средняя по опытам нормативная погрешность прямого из-			
мерения показателей эффективности, %:			
рН ^д ₂₅ (потенциометрический метод)	2,3	2,4	
$C^{\scriptscriptstyle \!$	_	45,7	

Полученное замкнутое математическое описание процессов удаления из воды угольной кислоты в деаэраторах обеспечивает при известных конструктивных характеристиках аппарата и параметрах режима его работы расчет требуемых показателей эффективности с точностью, соответствующей нормативным метрологическим характеристикам соответствующих методов и средств количественных химических анализов.

2.5. Программный комплекс «Декарбонизация»

Для решения практических задач разработан программный комплекс «Декарбонизация» [439], реализующий предложенное математическое описание процессов термического разложения гидрокарбонатов и удаления из воды угольной кислоты при деаэрации.

Программный комплекс объединяет два рабочих окна: «Исходные данные» и «Результаты расчета». Панель в верхней части диалогового окна включает элементы меню «Файл», «Режим расчета», «База данных» и «О программе». Меню «Файл» содержит элементы управления работой с расчетными файлами (создание нового расчета, сохранение результатов). Меню «База данных» позволять обратиться к базе данных проведенных расчетов и конструктивных характеристик деаэраторов стандартных типоразмеров. Меню «О программе» содержит общую информацию о порядке работы и функциональных возможностях программного комплекса. Меню «Режима расчета» позволяет выбрать один из двух способов расчета: по среднему времени пребывания воды в баке – времени вытеснения (упрощенная методика) или с учетом неравномерности течения воды в баке (уточненная методика).

В качестве исходных данных в рабочем окне «Исходные данные» необходимо задать общие условия расчета для рассматриваемого режима (рисунок 2.17).



Рисунок 2.17. Рабочее окно «Исходные данные» программного комплекса «Декарбонизация». Режим расчета по уточненной методике

Возможно автоматическое заполнение части данных по кнопке «Загрузить из расчета деаэратора». В этом случае данные будут приняты по результатам расчета, выполненного в другом программном комплексе – «Технологический расчет атмосферных струйно-барботажных деаэраторов воды» [437], речь о котором пойдет в следующей главе диссертации. Правая часть рабочего окна «Исходные данные» активна только в том случае, если в меню «Режим расчета» выбран расчет по уточненной методике. При этом необходимо занести данные о времени пребывания воды в каждой из m ячеек идеального вытеснения. Поскольку эти значения определяются в ходе предварительного моделирования в среде FlowVision в соответствии с алгоритмом, изложенным в разделе 2.3.1, а количество значений времени пребывания, как правило, равно 1000 (m = 1000), то реализована процедура обмена данными между FlowVision и программным комплексом «Декарбонизация» через MS Excel по кнопке «Загрузить из файла...». При этом в ячейке «Число струек» указывается значение m.

Если же в меню «Режим расчета» выбран вариант расчета по упрощенной методике, то вместо указанной в правой части окна «Исходные данные» информации необходимо указать данные, необходимые для расчета водяного объема деаэраторного бака: диаметр и длину бака, а также тип днища (плоское или эллиптическое) (рисунок 2.18).

Файл Режим расчета База данных О программе	
Исходные данные Результаты расчета	
Общие данные по деазраторному баку	Пополнительные параметры:
Уровень воды в баке, мм	Внутренний диаметр бака, мм
Абс. давление в надводном пространстве, кгс/см2 1,212	Длина бака, мм
Параметры воды на входе в деаэраторный бак	Вариант днища деазраторного бака
Расход, кг/с	🖩 Расчет
Температура, оС	
Щелочность общая, мкг-экв/дм3	
Массовая концентрация СО2 (своб), мкг/дм3	
pH	
Параметры барботажного пара	
Расход, кг/с	
Температура, оС	
Абс. давление, кгс/см2	
Щелочность общая, мкг-экв/дм3	
Массовая концентрация СО2 (своб), мкг/дм3	
🐵 Загрузить из расчета деаэратора	

Рисунок 2.18. Рабочее окно «Исходные данные» программного комплекса «Декарбонизация». Режим расчета по упрощенной методике

После заполнения формы «Исходные данные» по кнопке «Расчет» выполняется автоматический расчет показателей эффективности удаления из воды в деаэраторе угольной кислоты в соответствии с алгоритмами, описанными в разделе 2.4. Результаты расчета отображаются в рабочем окне «Результаты расчета» (рисунок 2.19 – при выборе режима расчета по уточненной методике).



Рисунок 2.19. Рабочее окно «Результаты расчета» программного комплекса «Декарбонизация». Режим расчета по уточненной методике

В левой части рабочего окна отображаются сводные данные, содержащие значения выбранных значений порядка реакции n, константы скорости реакции K, массовой концентрации гидрокарбонатов в деаэрированной воде C, степени термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторе σ , щелочности по фенолфталеину деаэрированной воды Щ_{фф}, водородного показателя pH₂₅ деаэрированной воды и массовой концентрации в деаэрированной воде угольной кислоты (в пересчете на диоксид углерода). Правая часть рабочего окна активна только в том случае, если в меню «Режим расчета» выбран вариант расчета по уточненной методике. В этом случае здесь отображаются в графическом виде статистические данные по распределению количества ячеек и плотности распределения вероятности для времени пребывания элементарных объёмов воды в деаэраторном баке. Полученные результаты расчета могут быть экспортированы в MS Excel по кнопке «Экспортировать данные в Excel».

Если же при задании исходных данных был выбран режим расчета по упрощенной методике, пользователю в результатах расчета будут доступны только интегральные результаты расчета (рисунок 2.20).



Рисунок 2.20. Рабочее окно «Результаты расчета» программного комплекса «Декарбонизация». Режим расчета по упрощенной методике

Программный комплекс «Декарбонизация» зарегистрирован в соответствии с законодательством Российской Федерации [439].

2.6. Выводы по второй главе

1. Проведены экспериментальные исследования процессов термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторах различного конструктивного исполнения и условий эксплуатации моделей ДСА-200, ДА-300, ДА-50, ДСА-75, ДА-200 и ДСА-100.

2. Разработана математическая модель совмещенных процессов движения воды и термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторных баках, базирующаяся на па-

раллельном включении ячеек идеального вытеснения, время пребывания среды в которых определяется с использованием специализированного программного комплекса для моделирования течений жидкости FlowVision.

3. Предложенная математическая модель использована при обработке результатов проведенных натурных испытаний деаэраторов. Полученные при этом данные в сопоставлении с результатами ранее проведенных испытаний деаэраторов моделей ДА-300м и ДСА-300 позволили получить следующие результаты:

 определить кинетические характеристики процесса термического разложения гидрокарбонатов при деаэрации воды в деаэраторах с паровым барботажом в баке и без него в широком диапазоне изменения общей щелочности деаэрируемой воды;

 – статистически доказать смену порядка химической реакции термического разложения гидрокарбонатов при выявленных граничных значениях общей щелочности деаэрируемой воды как для деаэраторов с барботажом в баке, так и для деаэраторов без барботажа в баке;

– выполнить параметрическую идентификацию методики расчета показателей эффективности удаления угольной кислоты при термической деаэрации: степени термического разложения гидрокарбонатов, pH₂₅ деаэрированной воды и массовой концентрации в ней свободной угольной кислоты; при этом доказано, что полученное замкнутое математическое описание процессов удаления из воды угольной кислоты в деаэраторах обеспечивает при известных конструктивных характеристиках аппарата и параметрах режима его работы расчет требуемых показателей эффективности с точностью, соответствующей нормативным метрологическим характеристикам соответствующих методов и средств количественных химических анализов.

4. Разработанное математическое описание процессов термического разложения гидрокарбонатов и удаления из воды в деаэраторах угольной кислоты реализовано в программном комплексе «Декарбонизация».

Материалы главы 2 опубликованы в работах [387, 395, 398, 399, 408, 409, 417, 422, 423, 427, 431, 437, 439, 442, 448, 451, 455, 456, 461, 462, 475, 477, 478, 480, 483, 487, 490, 493, 496].

ГЛАВА 3. РАЗВИТИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ОСНОВ МАТРИЧНОЙ ФОРМАЛИЗАЦИИ РАСЧЕТА ПРОЦЕССОВ ДЕАЭРАЦИИ ВОДЫ

В первой главе работы показано, что в настоящее время имеются математические модели процессов деаэрации воды в отдельных деаэрационных элементах или модели деаэраторов в целом, построенные на разных принципах и характеризующиеся существенно различающимися показателями точности. Недостатки этих моделей обусловливают существенные ограничения при решении практически важных задач повышения эффективности деаэрационной техники. С другой стороны, ранее в ИГЭУ (Е.В. Барочкин, В.П. Жуков, автор, А.Ю. Ненаездников, А.Н. Росляков и др.) разработан метод матричной формализации моделирования и расчета процессов тепломассообмена, позволяющий преодолеть указанные недостатки существующих моделей. Предложенный подход представляется перспективным с точки зрения создания единой методологической основы расчета процессов термической деаэрации воды. Для этого для различных практических значимых случаев необходимо решить следующие задачи: разработать метод расчета площади межфазной поверхности; определить по экспериментальным данным параметры идентификации моделей в виде коэффициентов теплопередачи и массопередачи по рассматриваемым газам; разработать эмпирическое обеспечение моделей, позволяющее рассчитать значения указанных коэффициентов при заданных конструктивных характеристиках и параметрах режима работы объектов. Дополнительно необходимо обобщить модель на случай удаления из воды газа, химически связанного с растворителем.

Настоящий этап работы посвящен развитию теоретических основ матричной формализации расчета процессов деаэрации воды путем идентификации и разработки эмпирического обеспечения моделей теплообмена и десорбции растворенного кислорода в различных деаэрационных элементах, а также разработки математической модели деаэрационного элемента для случая удаления из воды газа, химически связанного с растворителем.

Для решения поставленных задач используются следующие экспериментальные данные по деаэрационным элементам различных конструкций: результаты натурных испытаний деаэраторов ДА-300м и ДСА-300, выполненные в рамках кандидатской диссертации автора [155]; результаты натурных испытаний деаэратора ДСА-300, описанные в кандидатской диссертации А.Ю. Ненаездникова [179]; результаты натурных испытаний деаэратора ДЦВ-200, выполненных в рамках диссертационной работы А.Н. Рослякова [158]. Учитывая, что указанные источники информации опубликованы под грифом «На правах рукописи», то есть не могут считаться вседоступными, в Приложении 2 приведены используемые экспериментальные данные по различным объектам. Кроме того, при решении поставленных в рамках настоящего этапа работы задач использованы результаты дополнительных экспериментальных исследований, описанные во второй главе настоящей работы (Приложение 1).

3.1. Обоснование выбора объектов моделирования и общий порядок решения задачи

При выборе объектов для разработки эмпирического обеспечения моделей учтены описанные в первой и второй главах диссертации данные об эффективности деаэрации воды в деаэрационных колонках и деаэраторных баках при наличии и отсутствии в них затопленных барботажных устройств: применительно к деаэрационным колонкам (струйные отсеки, центробежно-вихревые ступени, барботажные листы) рассматриваются только процессы тепломассообмена между водой и паром и процессы десорбции растворенного кислорода; процессы хемосорбции-десорбции диоксида углерода рассматриваются применительно к деаэраторным бакам, то есть в тех случаях, когда для их реализации обеспечиваются необходимые условия.

Общий порядок решения задачи разработки эмпирического обеспечения математических моделей тепломассообмена в системе «вода – водяной пар» и десорбции растворенного кислорода в деаэрационных элементах различных типов состоит в следующем:

1) выбор существующего или разработка нового метода расчета площади поверхности контакта фаз в деаэрационном элементе;

2) идентификация математических моделей тепломассообмена между паром и водой и десорбции растворенного кислорода, состоящая в подборе таких значений коэффициентов теплопередачи и массопередачи по растворенному кислороду, которые обеспечивали бы совпадение расчетных и экспериментальных значений соответственно температуры воды и массовой концентрации растворенного кислорода на выходе деаэрационного элемента при известных параметрах режима его работы в условиях каждого опыта;

3) разработка эмпирического обеспечения моделей, состоящая в выборе типа критериальных уравнений, их спецификации и нахождении значений соответствующих коэффициентов регрессии;

4) определение показателей точности и адекватности полученного замкнутого математического описания деаэрационных элементов.

В следующих разделах рассматриваются результаты разработки эмпирического обеспечения математических моделей для деаэрационных элементов различных конструкций и условий эксплуатации.

3.2. Струйные отсеки деаэрационных колонок

Для случая чисто струйного режима течения воды в отсеке известно [111, 150] уравнение С.С. Кутателадзе, позволяющее рассчитать площадь межфазной поверхности $F_{\rm crm}$, м²:

$$F_{\rm crp} = \frac{2\pi n_0 d_0 W_{\rm w}^2}{3\mu^{3/2} g} \left[\left(1 + \frac{2\mu^2 gL}{W_{\rm w}^2} \right)^{3/4} - 1 \right], \tag{3.1}$$

$$L = 3W_{\mathcal{H}} \sqrt{\frac{\rho_{\mathcal{K}}^{^{\mathrm{BX}}} d_0^{^3}}{\sigma_{_{\mathcal{K}}}}}, \qquad (3.2)$$

где n_0 – число отверстий струеобразующей тарелки; d_0 , м – диаметр отверстий; $W_{\rm w}$, м/с – средняя скорость истечения воды из отверстий струеобразующей тарелки; μ – коэффициент расхода; g, м/с² – ускорение свободного падения; L, м –высота зоны чисто струйного режима течения воды; $\rho_{\rm w}^{\rm BX}$, кг/м³ – плотность воды на входе в отсек; $\sigma_{\rm w}$, Н/м – коэффициент поверхностного натяжения воды при средней температуре воды.

В кандидатской диссертации автора [155] было показано, что струйные отсеки современных деаэраторов работают в условиях струйно-капельного гидродинамического режима. После распада струи в зоне капельного режима площадь поверхности контакта фаз увеличивается. В таких условиях выражение (3.1), примененное в целом к высоте отсека *H*, дает заниженные значения площади межфазной поверхности. Для учета этого эффекта при определении площади поверхности контакта фаз предлагается следующий подход. Площадь поверхности контакта определяется как сумма площадей поверхности струй и поверхности капель. Длина и площадь поверхности струй определяется согласно (3.1), (3.2). Для определения площади поверхности капель в выражение (3.1) вводится поправочный эмпирический коэффициент $k_{\text{кап}}$.

Для определения значений поправочного коэффициента $k_{\text{кап}}$ проведены специальные исследования. При этом использованы полученные в рамках кандидатской диссертации автора [155] фотографические изображения картины струеобразования в деаэрационной колонке деаэратора ДА-300м. Эти изображения получены в ходе фото- и видеосъемки струйного пучка верхнего струйного отсека через открытый смотровой лючок деаэрационной колонки при различных расходах воды, подаваемой в колонку. Для того, чтобы сделать возможной проведение таких исследований, подача пара в деаэратор не осуществлялась, а направляемая в колонку вода имела температуру не более 45 °C. В таких условиях исключается запаривание межструйного пространства струйного отсека. На рисунке 3.1 приведены примеры фотоснимков, полученных в ходе исследований.



Рисунок 3.1. Примеры фотоснимков картины струеобразования в верхнем струйном отсеке деаэрационной колонки деаэратора ДА-300м при расходах воды в колонку 90,2 м³/ч (слева) и 170,4 м³/ч (справа)

По нескольким выбранным фотоснимкам картины струеобразования выполнен визуальный анализ количества и среднего диаметра капель в некоторой выбранной зоне после распада сплошных струй. Зона для исследования выбиралась таким образом, чтобы площадь фотоснимка в ней составляла известную долю z от площади фотоснимка всей зоны капельного режима, начинающейся на расстоянии L от верхней струеобразующей тарелки (определяется по (3.2)) и заканчивающуюся нижней тарелкой. В выбранной зоне по полученным данным осуществлялся подсчет площади межфазной поверхности в зоне капельного режима $F_{\text{кап}}^{3}$, м², после чего вычислялась площадь поверхности контакта фаз во всей зоне капельного режима $F_{\text{кап}} = F_{\text{кап}}^{3} / z$, м².

Для рассматриваемого режима определялась также расчетная площадь межфазной поверхности в зоне капельного режима $F_{\text{кап}}^{p}$, м², как разность между F_{H} и F_{L} , где F_{L} определяется по (3.1), а F_{H} – также по (3.1), но с подстановкой вместо длины сплошного участка струй L полной высоты струйного отсека H.

Искомое значение поправочного коэффициента $k_{\text{кап}}$ в данном режиме определялось как $k_{\text{кап}} = F_{\text{кап}} / F_{\text{кап}}^{p}$.

Такие исследования проведены для семи режимов работы струйного отсека в диапазоне гидравлической нагрузки от 32,0 до 210,8 м³/ч (от 10,6 % до 70,3 % от номинальной нагрузки деаэратора). Диапазон значений поправочного коэффициента $k_{\text{кап}}$ по результатам анализа составил от 1,42 до 1,64, среднее арифметическое значение $k_{\text{кап}} = 1,52$. Поэтому для дальнейших расчетов принято решение использовать значение $k_{\text{кап}} = 1,5$.

Таким образом, в соответствии с предложенным подходом, площадь межфазной поверхности в струйном отсеке определяется как

$$F = F_{\rm crp} + F_{\rm karr}, \tag{3.3}$$

где F, F_{crp} и F_{kan} , M^2 – площадь межфазной поверхности соответственно суммарная, в зоне чисто струйного течения (определяется по (3.1)) и в зоне капельного течения.

$$F_{\kappa a \pi} = k_{\kappa a \pi} \frac{2\pi n_0 d_0 W_{\pi}^2}{3\mu^{3/2} g} \left[\left(1 + \frac{2\mu^2 g(H-L)}{W_{\pi}^2} \right)^{3/4} - 1 \right], \qquad (3.4)$$

где H, м – полная высота струйного отсека; $k_{\text{кап}} = 1,5$ – поправочный коэффициент.

Исходные функциональные зависимости для критериальных уравнений, описывающих связь безразмерных коэффициентов теплопередачи (критерия Нуссельта *Nu*) и массопередачи по растворенному кислороду (критерия Шервуда *Sh*) с определяющими критериями приняты по результатам анализа опубликованных данных о показателях работы струйных отсеков [85, 118] в виде:

$$Nu = f(K_L; Lap; Fr; Pr; Ku), \qquad (3.5)$$

$$Sh = f\left(K_L; Lap; Fr; Sc; Ku\right), \tag{3.6}$$

$$Nu = \frac{kd_0}{\lambda_{\pi}}; K_L = \frac{H}{L}; Lap = \frac{\rho_{\pi} W_{\pi}^2 d_0}{\sigma_{\pi}}; Fr = \frac{W_{\pi}^2}{gd_0}; Pr = \frac{v_{\pi}}{a_{\pi}};$$
$$Ku = \frac{r}{c_{\pi}(t_2 - t_1)}; Sh = \frac{k_m d_0}{D_{\pi} \rho_{\pi}}; Sc = \frac{v_{\pi}}{D_{\pi}},$$

где d_0 , м – диаметр отверстий струеобразующей тарелки; ρ_{π} , кг/м³ – средняя плотность воды в отсеке; *Nu*, *K_L*, *Lap*, *Fr*, *Pr*, *Ku*, *Sh* и *Sc* – критерии соответственно Нуссельта, геометрического подобия, Лапласа, Фруда, Прандтля, Кутателадзе, Шервуда и Шмидта; *k*, Вт/(м²K), *k_m*, кг/(м²c) – средние по поверхности контакта фаз в отсеке коэффициенты соответственно теплопередачи и массопередачи по растворенному кислороду; λ_{π} , Вт/(мK), v_π и a_{π} , м²/с – средние в отсеке коэффициенты соответственно теплопроводности, кинематической вязкости и температуропроводности воды; *W*_п, м/с – средняя скорость пара в отсеке; *r*, кДж/кг – скрытая теплота парообразования при среднем давлении в отсеке; c_{π} , кДж/(кг·K) – средняя массовая изобарная удельная теплоемкость воды в отсеке; t_1 и t_2 , °C – температура воды соответственно на входе и выходе отсека; D_{π} , м²/с – коэффициент молекулярной диффузии кислорода в воде при средней температуре воды в отсеке.

Для идентификации моделей теплообмена использованы экспериментальные данные по четырем различным струйным отсекам деаэраторов в 55 опытах, моделей десорбции растворенного кислорода – в 39 опытах [155].

Исходные критериальные уравнения (3.5) и (3.6) записаны в мультипликативной форме. После их логарифмирования использованы методы множественной линейной регрессии [372–380]. При этом спецификация уравнений статистическими методами (с определением матрицы коэффициентов парной корреляции) не проводится, поскольку состав влияющих факторов в исходных уравнениях определен на основе теоретических соображений о механизме процесса [85, 118]. Значимость каждого из критериев, включенных в уравнения (3.5), (3.6) докажем после определения коэффициентов регрессии.

Итоговые критериальные уравнения для рассматриваемого случая получены в следующем виде:

$$Nu = 94,51 \cdot 10^3 \cdot K_L^{-1,40} Lap^{0,06} Fr^{-0,45} Pr^{-2,16} Ku^{-0,84}, \qquad (3.7)$$

$$Sh = 9,50 \cdot 10^{-5} K_{L}^{-0,19} Lap^{0,26} Fr^{0,37} Sc^{-0,65} Ku^{-1,07}.$$
(3.8)

Сопоставление расчетных и экспериментальных значений критериев Нуссельта и Шервуда по всем рассмотренным струйным отсекам выполнено на рисунке 3.2. Резуль-



таты статистической проверки [372–380] точности и адекватности уравнений (3.7), (3.8), а также существенности включенных в уравнения факторов сведены в таблицу 3.1.

Рисунок 3.2. Сопоставление экспериментальных и расчетных значений критерия Нуссельта (а) и критерия Шервуда (б) для струйных отсеков: индексы «э» и «р» указывают соответственно на экспериментальные и расчетные значения критериев; сплошная линия – совпадение экспериментальных и расчетных значений; пунктирные линии – границы 95 % - го доверительного интервала, обусловленного погрешностью измерения параметров в условиях опытов; точки – результаты расчета по уравнениям (3.7), (3.8): о и • – соответственно первая и вторая по ходу воды зоны верхнего струйного отсека деаэратора ДА-300м; ▲ и Δ – соответственно верхний и нижний струйные отсеки деаэратора ДСА-300

Наименование показателяЗначение показате- ля для уравнений (3.7)Мажественное корреляционное отношение R0,970Оляборов сорреляционное отношение R0,967(с учетом поправки на число степеней свободы)0,967Критерий Фишера15,2Критерий Фишера1,59Адекватно ли уравнение?ДаДаДаСреднеквадратическое отклонение расчетных значений от экспериментальных, %9,5Частные критерия и при исключении факторов:0,780- K _L 0,370- R0,370- Ки0,539- Ки0,954- Ки0,954- Ки0,954- Ки0,954- Ки0,954- Ки0,954- Ки0,954- Ки0,254- Ки2,8- Ки2,8
ля для уравнений(3.7)(3.8)Множественное корреляционное отношение R0,9700,959Множественное корреляционное отношение R0,9670,953(с учетом поправки на число степеней свободы)15,210,9Критерий Фишера15,210,9Критическое значение критерия Фишера1,591,76Адекватно ли уравнение?ДаДаСреднеквадратическое отклонение расчетных значений9,519,1от экспериментальных, %0,7800,403Частные критерии корреляции при исключении факторов:- $-K_L$ 0,5390,403 $-Fr$ 0,5390,403 $-Fr$ 0,5390,403 $-Fr$ 0,5390,403 $-Fr$ 0,5390,424 $-Ku$ 0,9540,812Критерий Стьюдента для частных критериев корреляции при исключении факторов:58,72,5 $-K_L$ 8,72,52,8 $-Lap$ 2,88,7
(3.7)(3.8)Множественное корреляционное отношение R0,9700,959Множественное корреляционное отношение R0,9670,953(с учетом поправки на число степеней свободы)15,210,9Критерий Фишера15,210,9Критическое значение критерия Фишера1,591,76Адекватно ли уравнение?ДаДаСреднеквадратическое отклонение расчетных значений9,519,1от экспериментальных, %0,7800,403Частные критерии корреляции при исключении факторов:0,7800,403- K_L 0,5390,403- Fr0,5390,403- Fr0,5390,403- Fr (Sc)0,7780,424- Ku0,9540,812Критерий Стьюдента для частных критериев корреляции при исключении факторов:8,72,5- K_L 8,72,52,88,7
Множественное корреляционное отношение R 0,970 0,959 Множественное корреляционное отношение R 0,967 0,953 (с учетом поправки на число степеней свободы) 15,2 10,9 Критерий Фишера 15,2 10,9 Критерий Фишера 1,59 1,76 Адекватно ли уравнение? Да Да Среднеквадратическое отклонение расчетных значений 9,5 19,1 от экспериментальных, % - - Частные критерии корреляции при исключении факторов: - - - K _L 0,780 0,403 - Lap 0,539 0,403 - Fr 0,539 0,403 - Fr (Sc) 0,778 0,424 - Ku 0,954 0,812 Критерий Стьюдента для частных критериев корреляции при исключении факторов: - - - K _L 8,7 2,5 - - К _L 8,7 2,5 -
Множественное корреляционное отношение R (с учетом поправки на число степеней свободы)0,9670,953Критерий Фишера15,210,9Критерий Фишера1,591,76Адекватно ли уравнение?ДаДаСреднеквадратическое отклонение расчетных значений9,519,1от экспериментальных, %9,519,1Частные критерии корреляции при исключении факторов:0,7800,403 $-K_L$ 0,7800,403 $-Fr$ 0,5390,403 $-Fr$ 0,5390,403 $-Fr$ (Sc)0,7780,424 $-K_u$ 0,9540,812Критерий Стьюдента для частных критериев корреляции при исключении факторов:8,72,5 $-K_L$ 8,72,5 $-Lap$ 2,88,7
Клиожеспортьюнное корреляционное отношение к (с учетом поправки на число степеней свободы)15,210,9Критерий Фишера1,591,76Адекватно ли уравнение?ДаДаСреднеквадратическое отклонение расчетных значений от экспериментальных, %9,519,1Частные критерии корреляции при исключении факторов: $- K_L$ 0,7800,403 $- K_L$ 0,7800,403 $- Fr$ 0,5390,403 $- Fr$ 0,5390,403 $- Fr$ 0,9540,812Критерий Стьюдента для частных критериев корреляции при исключении факторов:8,72,5 $- K_L$ 8,72,5
Критерий Фишера15,210,9Критерий Фишера1,591,76Адекватно ли уравнение?ДаДаСреднеквадратическое отклонение расчетных значений9,519,1от экспериментальных, %9,519,1Частные критерии корреляции при исключении факторов:0,7800,403 $-K_L$ 0,7800,3700,833 $-Fr$ 0,5390,4030,370 $-Fr$ 0,5390,4030,424 $-Ku$ 0,9540,812Критерий Стьюдента для частных критериев корреляции при исключении факторов:8,72,5 $-K_L$ 8,72,52,88,7
Критическое значение критерия Фишера16,216,2Критическое значение критерия Фишера1,591,76Адекватно ли уравнение?ДаДаСреднеквадратическое отклонение расчетных значений9,519,1от экспериментальных, %9,519,1Частные критерии корреляции при исключении факторов: $-K_L$ 0,780 $-K_L$ 0,7800,403 $-Lap$ 0,3700,833 $-Fr$ 0,5390,403 $-Pr (Sc)$ 0,7780,424 $-Ku$ 0,9540,812Критерий Стьюдента для частных критериев корреляции при исключении факторов: $-K_L$ 8,7 $-K_L$ 8,72,5 $-Lap$ 2,88,7
Адекватно ли уравнение?ДаДаАдекватно ли уравнение?ДаДаСреднеквадратическое отклонение расчетных значений $9,5$ $19,1$ от экспериментальных, %9,5 $19,1$ Частные критерии корреляции при исключении факторов: $-K_L$ $0,780$ $-K_L$ $0,780$ $0,403$ $-Lap$ $0,370$ $0,833$ $-Fr$ $0,539$ $0,403$ $-Fr$ $0,539$ $0,403$ $-Pr (Sc)$ $0,778$ $0,424$ $-Ku$ $0,954$ $0,812$ Критерий Стьюдента для частных критериев корреляции при исключении факторов: $8,7$ $2,5$ $-K_L$ $8,7$ $2,5$
Аденованно ин уравлениеДаДаСреднеквадратическое отклонение расчетных значений9,519,1от экспериментальных, %9,519,1Частные критерии корреляции при исключении факторов:0,7800,403 $-K_L$ 0,7800,4030,3700,833 $-Fr$ 0,5390,4030,5390,403 $-Pr (Sc)$ 0,7780,4240,9540,812Критерий Стьюдента для частных критериев корреляции при исключении факторов:8,72,5 $-K_L$ 8,72,52,88,7
от экспериментальных, % N,T Частные критерии корреляции при исключении факторов: $0,780$ $-K_L$ $0,780$ $0,403$ $-Lap$ $0,370$ $0,833$ $-Fr$ $0,539$ $0,403$ $-Pr (Sc)$ $0,778$ $0,424$ $-Ku$ $0,954$ $0,812$ Критерий Стьюдента для частных критериев корреляции при $K_{2},5$ $-K_L$ $8,7$ $2,5$ $-Lap$ $2,8$ $8,7$
Частные критерии корреляции при исключении факторов:0,7800,403 $-K_L$ 0,7800,403 $-Lap$ 0,3700,833 $-Fr$ 0,5390,403 $-Pr$ (Sc)0,7780,424 $-Ku$ 0,9540,812Критерий Стьюдента для частных критериев корреляции при исключении факторов:8,72,5 $-K_L$ 8,72,5 $-Lap$ 2,88,7
$-K_L$ 0,7800,403 $-Lap$ 0,3700,833 $-Fr$ 0,5390,403 $-Pr$ (Sc)0,7780,424 $-Ku$ 0,9540,812Критерий Стьюдента для частных критериев корреляции при исключении факторов:8,72,5 $-K_L$ 8,72,5 $-Lap$ 2,88,7
- Lap 0,370 0,833 - Fr 0,539 0,403 - Pr (Sc) 0,778 0,424 - Ku 0,954 0,812 Критерий Стьюдента для частных критериев корреляции при исключении факторов: 8,7 2,5 - K _L 8,7 2,5 - Lap 2,8 8,7
- <i>Eup</i> 0,010 0,000 - <i>Fr</i> 0,539 0,403 - <i>Pr</i> (<i>Sc</i>) 0,778 0,424 - <i>Ku</i> 0,954 0,812 Критерий Стьюдента для частных критериев корреляции при исключении факторов: 8,7 2,5 - <i>Lap</i> 2,8 8,7
- Pr (Sc) 0,778 0,424 - Ku 0,954 0,812 Критерий Стьюдента для частных критериев корреляции при исключении факторов: 8,7 2,5 - K _L 8,7 2,5 - Lap 2,8 8,7
- Ки 0,776 0,424 - Ки 0,954 0,812 Критерий Стьюдента для частных критериев корреляции при исключении факторов: 8,7 2,5 - К _L 8,7 2,5 - Lap 2,8 8,7
- Ки 0,934 0,812 Критерий Стьюдента для частных критериев корреляции при исключении факторов: 8,7 2,5 - К _L 8,7 2,5 - Lap 2,8 8,7
исключении факторов: $-K_L$ -Lap 2.8 8.7 2.5 8.7
$\begin{array}{c} -K_L \\ -Lan \\ 2.8 \\ 8.7 \\ 2.8 \\ 8.7 \\ \end{array}$
-Lap = 2.8 = 8.7
= 1.00
$E_{n} = \frac{2}{5} = \frac{2}{5}$
-Fr 4,5 2,5 2,7
$-Pr(Sc) = \frac{8}{2}$
$\frac{-Ku}{22,3} \qquad 8,0$
Критическое значение критерия Стьюдента 2,3 2,4
значимо ли значение частного критерия корреляции при ис-
ключении факторов:
$-K_L$ $\mathcal{A}a$ $\mathcal{A}a$
$-Lap$ \square \square \square \square
– Fr Да Да
$-Pr(Sc)$ Δa Δa
<i>— Ки?</i> Да Да
Частные критерии Фишера для факторов:
$-K_L$ 76,1 6,4
-Lap 7,8 74,9
-Fr 20,1 6,4
-Pr(Sc) 75,2 7,2
-Ku 496,5 63,7
Критическое значение частных критериев Фишера 4,0 4,1
Значим ли фактор в модели:
$-K_L$ Да Да
$-Lap$ $\square a$ $\square a$
$-Fr$ π
-Pr(Sc)
-Ku?

Полученные уравнения охватывают следующие диапазоны изменения параметров, характеризующих условия работы струйных отсеков: d_0 – от 0,006 до 0,01 м; H – от 0,3 до 0,95 м; среднее абсолютное давление пара в отсеке от 109 до 137 кПа; $W_{\rm w}$ – от 0,2 до 3,0 м/с; $W_{\rm n}$ – от 0,8 до 48,2 м/с.

3.3. Непровальные барботажные листы деаэрационных колонок

Идентификация моделей тепломассообмена в системе «вода – водяной пар» и десорбции из воды растворенного кислорода выполнена на основе экспериментальных данных, полученных применительно к непровальному барботажному листу деаэрационной колонки КДА-300м.

Площадь межфазной поверхности F на барботажном листе вычисляется через удельную площадь межфазной поверхности f, m^2/m^3 , которая определяется в соответствии с опубликованными данными [85–88, 111, 150]:

$$f = \mathbf{6}\varphi / d_n, \tag{3.9}$$

$$\varphi = \frac{Fr_{6\pi}^{0.5}}{1 + Fr_{6\pi}^{0.5}}; Fr_{6\pi} = \frac{W_{\pi p}^2}{gh_{\pi}}; h_{\pi} = (0, 8 - 0, 117\rho_{\pi}W_{\pi p}^2) \cdot h_0; d_{\pi} = \frac{7, 3Re_{0,\pi}^{-0.05}}{10^3}; Re_{0,\pi} = \frac{W_0 d_0 \rho_{\pi}}{\mu_{\pi}},$$

где φ – газосодержание (в данном случае – паросодержание) двухфазного слоя на листе; d_{n} , м – средний диаметр паровых пузырьков в двухфазном слое; $Fr_{\delta n}$ – критерий Фруда для барботажного листа; W_{np} , м/с – приведенная (к площади листа) скорость пара; h_{d} , м – высота динамического слоя жидкости на листе; h_{0} , м – высота слоя жидкости на листе с заданной высотой переливного порога без барботажа; $Re_{0,n}$ – критерий Рейнольдса в отверстиях листа; W_{0} , м/с – скорость пара в отверстиях листа; d_{0} , м – диаметр отверстий листа; μ_{n} , Па·с – динамическая вязкость пара.

Исходный вид функциональных зависимостей для расчета безразмерных критериев теплопередачи (критерия Нуссельта) и массопередачи (критерия Шервуда) при непровальном режиме работы барботажного листа принят по результатам теоретических исследований С.С. Кутателадзе [118]:

$$Nu = f\left(Fr_{\sigma}; \frac{\rho_n}{\rho_{\infty}}\right); \tag{3.10}$$

$$Sh = f\left(Fr_{\delta}; \frac{\rho_n}{\rho_{\mathcal{H}}}; \frac{G_{\mathcal{H}}}{G_n}; \frac{\sigma_{\mathcal{H}}}{g\rho_{\mathcal{H}}{h_{\delta\delta}}^2}; \frac{p_n}{g\rho_{\mathcal{H}}{h_{\delta\delta}}}\right);$$
(3.11)

$$Fr_{\tilde{\sigma}} = \frac{G_n}{\rho_n F_{\tilde{\sigma}} \sqrt{gh_{\tilde{\sigma}\tilde{\sigma}}}}; \ h_{\tilde{\sigma}\tilde{\sigma}} = \frac{1}{2g} \left(\frac{4G_e}{\pi d_0^2 n_0 \mu \rho_{\mathcal{H}}}\right)^2,$$

где Fr_6 – критерий Фруда для условий выхода пара из отверстий барботажного листа; $\rho_{\rm n}$, кг/м³ –плотность пара; $G_{\rm w}$ и $G_{\rm n}$, кг/с – массовые расходы соответственно жидкости и пара; F_6 , м² – площадь поверхности барботажного листа; h_{66} , м – уровень воды на листе, который установился бы при отсутствии пропуска пара через отверстия листа; $p_{\rm n}$, Па – абсолютное давление пара под листом; n_0 – количество отверстий листа; μ – коэффициент расхода; при расчете критериев Нуссельта и Шервуда в качестве определяющего размера используется d_0 .

Критериальные уравнения, соответствующие (3.10), (3.11), представлены в мультипликативной форме:

$$Nu = m_0 \left(\frac{\rho_n}{\rho_{\infty}}\right)^{m_1} Fr_{\delta}^{m_2}; \qquad (3.12)$$

$$Sh = s_0 \left(\frac{\rho_n}{\rho_{\mathcal{H}}}\right)^{s_1} Fr_{\delta}^{s_2} \left(\frac{G_{\mathcal{H}}}{G_n}\right)^{s_3} \left(\frac{\sigma_{\mathcal{H}}}{g\rho_{\mathcal{H}}h_{\delta\delta}^2}\right)^{s_4} \left(\frac{p_n}{g\rho_{\mathcal{H}}h_{\delta\delta}}\right)^{s_5}, \qquad (3.13)$$

где m_i и s_i – коэффициенты регрессии; в соответствии с выводами С.С. Кутателадзе [118], $m_1 < 0$, $s_1 < 0$, $s_2 < 0$, а $m_2 = -1$.

Спецификация уравнения (3.12) статистическими методами не проводится, поскольку авторами [118] показано, что оба критерия для условий работы непровальных барботажных листов являются значимыми.

В отношении уравнения (3.13) спецификация необходима, так как в [118] указано, что последние два определяющих критерия оказываются значимыми только при существенных изменениях давления в аппарате (например, при переходе от деаэраторов атмосферного давления к деаэраторам повышенного давления). В таблице 3.2 приведена матрица коэффициентов парной корреляции для уравнения (3.13) после его логарифмирования. Проверка значимости коэффициентов парной корреляции по критерию Стьюдента не проводится ввиду малости объема выборки (в распоряжении имеются данные лишь по девяти опытам) [372–380].

Факторы / Функция отклика	ln(Sh)	$ln\!\left(\frac{\rho_{\pi}}{\rho_{\pi}}\right)$	$\ln(Fr_{6})$	$ln\left(\frac{G_{\kappa}}{G_{n}}\right)$	$ln\!\left(\!\frac{\sigma_{\varkappa}}{g\rho_{\varkappa}h_{\delta\delta}{}^2}\right)$	$ln\!\left(\frac{p_{\Pi}}{g\rho_{\#}h_{66}}\right)$
$\ln(Sh)$	1	-0,69	-0,65	0,63	-0,14	-0,11
$ln\!\left(\frac{\rho_{n}}{\rho_{\varkappa}}\right)$	-0,69	1	-0,22	0,04	-0,27	-0,27
$\ln(Fr_6)$	-0,65	-0,22	1	-0,92	0,43	0,40
$\ln\left(\frac{G_{\pi}}{G_{n}}\right)$	0,63	0,04	-0,92	1	-0,36	-0,32
$ln\!\left(\!\frac{\sigma_{\varkappa}}{g\rho_{\varkappa}{h_{\delta\delta}}^2}\right)$	-0,14	-0,27	0,43	-0,36	1	1,00
$ln\left(rac{p_{n}}{g\rho_{\kappa}h_{\delta\delta}} ight)$	-0,11	-0,27	0,40	-0,32	1,00	1

Матрица коэффициентов парной корреляции для уравнения (3.13)

после его логарифмирования

Анализ данных таблицы 3.2 позволяет заключить, что факторы $ln\left(\frac{\sigma_{\mathcal{H}}}{g\rho_{\mathcal{H}}h_{\delta\delta}^{2}}\right)$

и $ln\left(\frac{p_n}{g\rho_{\mathcal{H}}h_{\delta\delta}}\right)$ не связаны с функцией отклика, что согласуется с выводами С.С. Кутате-

ладзе [118], поскольку в данном случае рассматривается деаэратор атмосферного давления, работающий при изменении давления под барботажным листом в узком диапазоне.

Среди оставшихся критериев $ln(Fr_6)$ и $ln\left(\frac{G_{\infty}}{G_n}\right)$ имеют тесную связь между собой (ко-

эффициент парной корреляции -0,92), что обусловлено объективной причиной: расход пара через отверстия листа имеет определяющее влияние на оба критерия, а h_{66} в данном случае меняется незначительно. Учитывая практически одинаковую тесноту связи рассматриваемых критериев с функцией отклика (коэффициенты парной корреляции по модулю 0,65 и 0,63), а также вид критериального уравнения (3.12), для дальнейших рас-

четов сохраним в уравнении (3.13) критерий Фруда, исключив из него $ln\left(\frac{G_{\infty}}{G_n}\right)$.

С учетом сделанных замечаний и результатов проведенного статистического анализа искомые критериальные уравнения получены в следующем виде:

$$Nu = 85,38 \left(\frac{\rho_{\pi}}{\rho_{\pi}}\right)^{-0.45} \frac{1}{Fr_{6}};$$
(3.14)

$$Sh = 7,14 \cdot 10^{-14} \cdot \left(\frac{\rho_{\pi}}{\rho_{\pi}}\right)^{-2,44} Fr_{5}^{-0,71}.$$
 (3.15)

Результаты статистической проверки точности и адекватности уравнений (3.14), (3.15), а также существенности включенных в уравнения факторов приведены в таблице 3.3. Сопоставление расчетных и экспериментальных значений критериев Нуссельта и Шервуда выполнено на рисунке 3.3.

Таблица 3.3

Наименование показателя	Значение показате-		
	ля для ура	внений	
	(3.14)	(3.15)	
Множественное корреляционное отношение R	0,986	0,991	
Множественное корреляционное отношение R	0,975	0,990	
(с учетом поправки на число степеней свободы)			
Критерий Фишера	20,34	50,56	
Критическое значение критерия Фишера	2,8	4,2	
Адекватно ли уравнение?	Дa	Дa	
Среднеквадратическое отклонение расчетных значений от экспериментальных, %	3,3	2,0	
Частные критерии корреляции при исключении факторов:			
– отношение плотностей	0.632	0,806	
$-Fr_{5}$	0,960	0,965	
Критерий Стьюдента для частных критериев корреляции			
при исключении факторов:			
– отношение плотностей	2,7	3,3	
$-Fr_{6}$	11,4	9,1	
Критическое значение критерия Стьюдента	2,6	3,0	
Значимо ли значение частного критерия корреляции			
при исключении факторов:			
– отношение плотностей	Дa	Дa	
$-Fr_6$?	Дa	Дa	
Частные критерии Фишера для факторов:			
– отношение плотностей	7,3	11,2	
$-Fr_{6}$	129,3	82,2	
Критическое значение частных критериев Фишера	4,8	6,0	
Значим ли фактор в модели:			
– отношение плотностей	Дa	Дa	
$-Fr_{6}$?	Да	Дa	

Показатели качества критериальных уравнений (3.14), (3.15)



Рисунок 3.3. Сопоставление экспериментальных и расчетных значений критерия Нуссельта (а) и критерия Шервуда (б) для непровального барботажного листа: точки – результаты расчета по уравнениям (3.14), (3.15) для условий работы деаэратора ДА-300м; прочие обозначения соответствуют рисунку 3.2

Уравнения (3.14), (3.15) имеют следующие границы применимости: $d_0 = 0,007$ м; p_{Π} от 114 до 150 кПа; $Re_{0,\Pi} > 7000$.

3.4. Затопленные барботажные устройства деаэраторных баков

Рассматривается барботажное устройство в виде затопленного перфорированного коллектора, расположенного вдоль нижней образующей деаэраторного бака. В диссертации А.Ю. Ненаездникова и других публикациях [179, 415] разработано эмпирическое обеспечение модели десорбции растворенного кислорода для этого случая с использованием экспериментальных данных по деаэратору ДСА-300. В рамках настоящего этапа работы привлечен дополнительный экспериментальный материал по деаэратору ДА-300м.

Для расчета удельной площади поверхности контакта фаз f, M^2/M^3 , используются предложенная в диссертации А.Ю. Ненаездникова [179] модель движения воды в деаэраторном баке с барботажным устройством. Модель реализуется средствами программного комплекса для моделирования течений жидкости FlowVision. С использованием этой модели определяются параметры движения теплоносителей (воды, пара) при заданных геометрических характеристиках деаэраторного бака, барботажного коллектора, расходах и условиях подачи теплоносителя в деаэрационное устройство. По полученным данным вычисляется параметр циркуляции воды в баке, представляющий собой отношение расходной и циркуляционной составляющих скорости потока воды. Этот параметр позволяет определить эволюцию площади межфазной поверхности с учетом характеристик циркуляции воды в баке.

Общую функциональную зависимость для предложенной модели можно представить в виде:

$$F = f(d_{5}; h_{0}; t_{1}; p; \alpha_{cp}; d_{0}), \qquad (3.16)$$

где *F*, M^2 – площадь межфазной поверхности; d_5 , кг/т – удельный расход пара на барботаж; h_0 , м – гидростатический уровень воды в баке; t_1 , °C – температура воды на входе; *p*, бар – абсолютное давление в паровом пространстве деаэратора; α_{cp} , Bт/(M^2 K) – средний коэффициент теплоотдачи от пара в паровых пузырьках к окружающей жидкости (принимается по опубликованным данным); d_0 , м – диаметр отверстий барботажного устройства.

Предложенная модель движения позволила рассчитать обобщенную зависимость f от удельного расхода пара на барботаж d_6 , кг/т (килограмм пара на тонну деаэрированной воды) (рисунок 3.4), которая может быть использована для ориентировочных расчетов.



Рисунок 3.4. К расчету удельной площади межфазной поверхности в деаэраторном баке с барботажным устройством в виде перфорированного коллектора: точки – результаты расчета согласно (3.16) при условиях опытов (• – деаэратор ДСА-300; • – деаэратор ДА-300м); линия – аппроксимация результатов расчета (метод наименьших квадратов)

Процессы нагрева воды в баке не рассматриваются, поскольку в режимах нормальной эксплуатации вода поступает в бак при температуре, практически соответствующей температуре насыщения. В качестве исходной функциональной зависимости для расчета безразмерного коэффициента массопередачи по растворенному кислороду принята зависимость (3.13) с той разницей, что вместо критерия отношения массовых расходов воды и пара используется соответствующим технологический параметр – удельный расход

пара на барботаж $d_6 = \frac{G_n 10^3}{G_{\pi}}$.

Таким образом, будем искать критериальное уравнение в виде

$$Sh = s_0 \left(\frac{\rho_n}{\rho_{\mathcal{H}}}\right)^{s_1} Fr_{\delta}^{s_2} d_{\delta}^{s_3} \left(\frac{\sigma_{\mathcal{H}}}{g\rho_{\mathcal{H}} h_0^2}\right)^{s_4} \left(\frac{p_n}{g\rho_{\mathcal{H}} h_0}\right)^{s_5}; \qquad (3.17)$$
$$Fr_{\delta} = \frac{G_n}{\rho_n F_{\delta a \kappa} \sqrt{gh_0}},$$

где $F_{\text{бак}}$, м² – площадь горизонтального сечения бака на уровне, соответствующем половине текущего уровня воды в деаэраторе; h_0 , м – гидростатический уровень воды в баке; определяющим размером при расчете критерия Шервуда принят диаметр отверстий барботажного коллектора d_0 . Матрица коэффициентов парной корреляции [372, 378], определенных при использовании экспериментальных данных по деаэраторам ДСА-300 и ДА-300м, с указанием количественных характеристик значимости по критерию Стьюдента, приведена в таблице 3.4.

Таблица 3.4

Факторы / функция отклика	ln(Sh)	$ln(Fr_{\delta})$	$ln\!\left(\frac{\rho_{n}}{\rho_{\pi}}\right)$	$ln(d_{\delta})$	$ln\!\left(\!\frac{\sigma_{\varkappa}}{g\rho_{\varkappa}{h_{\delta\delta}}^2}\right)$	$ln\!\left(\frac{p_{\pi}}{g\rho_{\varkappa}h_{\delta\delta}}\right)$
ln(Sh)	1	-0,61	0,10	-0,98	0,08	0,18
		(3,34)	(0,43)	(23,05)	(0,37)	(0,81)
$ln(Fr_{\delta})$	-0,61	1	0,25	0,51	-0,06	-0,10
	(3,34)		(1,11)	(2,6)	(0,28)	(0,44)
$ln(\rho_{\Pi})$	0,10	0,25	1	-0,22	0,50	0,71
$\ln\left(\frac{1}{\rho_{\rm W}}\right)$	(0,43)	(1,11)		(0,98)	(2,53)	(4,38)
$ln(d_{\delta})$	-0,98	0,51	-0,22	1	-0,14	-0,24
	(23,05)	(2,6)	(0,98)		(0,61)	(1,07)
$(\sigma_{\mathbf{x}})$	0,08	-0,06	0,50	-0,14	1	0,86
$\ln\left(\frac{\pi}{g\rho_{\pi}h_{\delta\delta}^{2}}\right)$	(0,37)	(0,28)	(2,53)	(0,61)		(7,19)
	0,18	-0,10	0,71	-0,24	0,86	1
$\ln\left(\frac{1}{g\rho_{*}h_{\delta\delta}}\right)$	(0,81)	(0,44)	(4,38)	(1,07)	(7,19)	

Матрица коэффициентов парной корреляции для уравнения (3.17) после его логарифмирования*

* В скобках приведены значения критерия Стьюдента (по модулю); критическое значение критерия Стьюдента 2,43.

По результатам анализа представленных в таблице 3.4 данных можно заключить, что статистически значимую связь с функцией отклика имеют факторы $ln(Fr_6)$ и $ln(d_6)$ (коэффициенты парной корреляции –0,61 и –0,98 соответственно). При этом указанные факторы значимо связаны также и между собой (коэффициент парной корреляции 0,51). Однако на этапе спецификации модели сохраним в ней оба фактора, поскольку есть основания полагать что наблюдаемая корреляция между факторами $ln(Fr_6)$ и $ln(d_6)$ является мнимой: по деаэратору ДСА-300 большие значения расхода воды в деаэраторный бак G_{\ast} определяли преимущественно малые значения уровня воды в нем h_0 и, одновременно, большие значения удельного расхода пара на барботаж d_6 ; по деаэратору ДА-300м такой зависимости не выявлено.

Отметим также, что ранее [179, 415] при использовании только экспериментальных данных по деаэратору ДСА-300 фактор $ln\left(\frac{\rho_n}{\rho_{\infty}}\right)$ нами был признан значимым, а фактор

Итоговое критериальное уравнение получено в виде

$$Sh = 6,36 \cdot 10^{-4} Fr_{5}^{-0,11} d_{5}^{-0,56}$$
 (3.18)

Статистическая проверка точности и адекватности уравнения (3.18), оценка существенности включенных в него факторов выполнена в таблице 3.5 [372–380].

Таблица 3.5

Наименование показателя	Значение
	показателя
Множественное корреляционное отношение R	0,991
Множественное корреляционное отношение R	0,990
(с учетом поправки на число степеней свободы)	
Критерий Фишера	51,51
Критическое значение критерия Фишера	2,2
Адекватно ли уравнение?	Дa
Среднеквадратическое отклонение расчетных значений	5,7
от экспериментальных, %	
Частные критерии корреляции при исключении факторов:	
$-Fr_{\delta}$	0,822
$-d_{\tilde{0}}$	0,985
Критерий Стьюдента для частных критериев корреляции	
при исключении факторов:	
$-Fr_{5}$	6,1
$-d_{\tilde{0}}$	24,2
Критическое значение критерия Стьюдента	2,4
Значимо ли значение частного критерия корреляции при исключении	
факторов:	
$-Fr_{5}$	Да
$-d_6$?	Дa
Частные критерии Фишера для факторов:	
$-Fr_{5}$	37,6
$-d_{\tilde{0}}$	584,7
Критическое значение частных критериев Фишера	4,4
Значим ли фактор в модели:	
$-Fr_{5}$	Дa
$-d_6?$	Дa

Показатели качества критериального уравнения (3.18)

Сопоставление расчетных и экспериментальных значений критерия Шервуда выполнено на рисунке 3.5.



Рисунок 3.5. Сопоставление экспериментальных и расчетных значений критерия Шервуда для затопленного барботажного устройства деаэраторного бака: точки – результаты расчета по уравнению (3.18): • – деаэратор ДСА-300; • – деаэратор ДА-300м; прочие обозначения соответствуют рисунку 3.2

Уравнение (3.18) охватывает следующие условия работы устройства: абсолютное давление пара над уровнем воды в баке – от 1,08 до 1,32 бар; $d_0 = 0,012$ м; d_6 от 5,0 до 37,6 кг/т; недогрев воды до температуры насыщения на входе в деаэраторный бак не более 4,3 °С; скорость пара в отверстиях барботажного устройства от 28 до 113 м/с; h_0 – от 1,4 до 2,2 м.

3.5. Центробежно-вихревые ступени деаэрации

Рассматриваются центробежно-вихревые ступени деаэрации (типа ДЦВ), работающие в режиме с подачей на деаэрацию воды, перегретой относительно температуры насыщения в ступени. Результаты, описанные в настоящем разделе, получены в соавторстве с А.Н. Росляковым [158, 425]. Для идентификации модели используются экспериментальные данные, полученные при испытаниях деаэраторов ДЦВ-200 ОмПО «Иртыш» (г. Омск).

Для расчета площади межфазной поверхности в центробежно-вихревой ступени деаэрации используется предложенная А.Н. Росляковым модель, основанная на комбинаторном подходе [158]. Общая функциональная зависимость для неё может быть представлена в виде:

$$F = f(G_{*}; t_{1}; p), \tag{3.19}$$

где F, м² – площадь межфазной поверхности; t_1 , °С – температура воды на входе в ступень; p, кПа – абсолютное давление в ступени.

В качестве исходной функциональной зависимости для расчета безразмерного коэффициента массопередачи по растворенному кислороду принята зависимость (3.11) с учетом приведенных далее замечаний.

1. В качестве определяющего параметра при расчете критерия Шервуда используется диаметр корпуса центробежно-вихревой ступени *d*, м.

2. Критерий Фруда для барботажного устройства определяет соотношение скорости пара и потенциальной скорости воды в отверстиях барботажного листа. Для центробежного течения этот критерий определяется как [64]

$$Fr_{\rm II} = \frac{\omega^2 d}{2g},\tag{3.20}$$

где ω , 1/с – угловая скорость потока жидкости; *g*, м/с² – ускорение свободного падения.

3. Отношение расходов жидкости и пара G_{π} / G_{π} для ступени, работающей в режиме перегретой воды, однозначно определяется значением критерия Кутателадзе, который рассчитывается по выражению [64]

$$Ku = \frac{r}{c_{*}\Delta T},$$
(3.21)

где r – удельная теплота парообразования, Дж/кг; $c_{\rm ж}$ – удельная теплоемкость воды, Дж/(кг·град); ΔT – разность температур воды, поступающей в ступень, и насыщения при давлении в ступени, ^оС.

4. В соответствии с выводами С.С. Кутателадзе [118], влияние факторов $\left(\frac{\sigma_{\mathcal{H}}}{g\rho_{\mathcal{H}}h_{\tilde{o}\tilde{o}}^{2}}\right)$ и $\left(\frac{p_{n}}{g\rho_{\mathcal{H}}h_{\tilde{o}\tilde{o}}}\right)$ заметно лишь при существенных изменениях давления в ступе-

ни. Поскольку эти выводы подтвердились в предшествующих разделах относительно непровальных барботажных листов и затопленных барботажных устройств деаэраторных баков, в данном случае также исключим рассматриваемые факторы из искомого уравнения регрессии.

Таким образом, задача сводится к поиску критериального уравнения в следующем виде:

$$Sh = f\left(Fr_{\mu}; \frac{\rho_{n}}{\rho_{\mathcal{K}}}; Ku\right).$$
(3.22)

Определяющими параметрами при расчете теплофизических параметров в данном уравнении примем среднюю температуру воды и абсолютное давление в ступени.

В таблице 3.6 приведена матрица коэффициентов парной корреляции, определенных по экспериментальным данным для уравнения (3.22), записанного в мультипликативном виде и после его логарифмирования. Там же указаны количественные характеристики значимости коэффициентов парной корреляции по критерию Стьюдента [372–380].

Таблица 3.6

Матрица коэффициентов парной корреляции для уравнения (3.22) после его логарифмирования *

Факторы /	ln(Sh)	$ln(Fr_{II})$	$\ln\left(\frac{\rho_{\Pi}}{\rho_{\Pi}}\right)$	ln(Ku)
функция			$\left(\rho_{\mathbf{x}}\right)$	
отклика				
ln(Sh)	1	0,70 (4,0)	0,46 (2,1)	0,60 (3,1)
$ln(Fr_{II})$	0,70 (4,0)	1	0,73 (4,4)	0,01 (0,1)
$\ln\!\left(\frac{\rho_{\Pi}}{\rho_{\pi}}\right)$	0,46 (2,1)	0,73 (4,4)	1	0,05 (0,2)
ln(Ku)	0,60 (3,1)	0,01 (0,1)	0,05 (0,2)	1

* Примечание. В скобках указаны значения критерия Стьюдента; критическое значение критерия Стьюдента 2,1

Данные таблицы 3.6 позволяют сделать следующие выводы:

– фактор $\left(\frac{\rho_n}{\rho_{\mathcal{M}}}\right)$ связан с функцией отклика неявно, поскольку значение критерия

Стьюдента меньше критического;

– фактор
$$\left(\frac{\rho_n}{\rho_{\infty}}\right)$$
 и фактор $ln(Fr_{\mu})$ являются коллинеарными, поскольку межфактор-

ный коэффициент парной корреляции равен 0,73; анализ экспериментальных данных позволяет заключить, что обнаруженная коллинеарность является мнимой и обусловле-

на технологическими особенностями процесса: большие значения критерия Фруда соответствуют большим значениям гидравлической нагрузки деаэратора, при которых увеличивается гидравлическое сопротивление аппарата и тракта отвода выпара, что, в свою очередь, приводит к увеличению абсолютного давления в ступени, которое и определяет отношение плотностей воды и пара; учитывая эти сведения, оба рассматриваемых фактора на эта спецификации модели сохраним в искомом уравнении регрессии;

– факторы *ln(Ku)* и *ln(Fr*_ц) тесно связаны с функцией отклика (значения коэффициентов парной корреляции 0,7 и 0,6 соответственно).

Итоговое критериальное уравнение после идентификации принимает вид:

$$Sh = 2,331 \cdot 10^{-15} Fr_{\mu}^{0,53} \left(\frac{\rho_{\mu}}{\rho_{\pi}}\right)^{-2,83} Ku^{0,78}, \qquad (3.23)$$

где р_п определяется по параметрам сухого насыщенного пара при давлении в ступени.

Сопоставление расчетных и экспериментальных значений критерия Шервуда выполнено на рисунке 3.6. Статистическая проверка точности и адекватности уравнения (3.23), оценка существенности включенных в него факторов выполнена в таблице 3.7.



Рисунок 3.6. Сопоставление экспериментальных и расчетных значений критерия Шервуда: точки – результаты расчета по уравнению (3.23) для деаэратора ДЦВ-200; прочие обозначения соответствуют рисунку 3.2

Показатели	і качества	критериальног	о уравнения	(3.23)	
------------	------------	---------------	-------------	--------	--

Наименование показателя	Значение
	показателя
Множественное корреляционное отношение R	0,996
Множественное корреляционное отношение R	0,995
(с учетом поправки на число степеней свободы)	
Критерий Фишера	107,2
Критическое значение критерия Фишера	2,4
Адекватно ли уравнение?	Дa
Среднеквадратическое отклонение расчетных значений	12,1
от экспериментальных, %	
Частные критерии корреляции при исключении факторов:	
$-Fr_{\mu}$	0,992
– отношение плотностей	0,996
-Ku	0,994
Критерий Стьюдента для частных критериев корреляции	
при исключении факторов:	
$-Fr_{\mu}$	279,6
– отношение плотностей	506,8
<u>– Ku</u>	349,4
Критическое значение критерия Стьюдента	2,46
Значимо ли значение частного критерия корреляции при исключении	
факторов:	
$-Fr_{\mu}$	Дa
– отношение плотностей	Дa
<u>– Ku?</u>	Дa
Частные критерии Фишера для факторов:	
$-Fr_{ii}$	1046,6
– отношение плотностей	1903,3
<u>– Ku</u>	1309,8
Критическое значение частных критериев Фишера	4,5
Значим ли фактор в модели:	
$-Fr_{ii}$	Дa
– отношение плотностей	Дa
<i>– Ku</i> ?	Дa

Полученная модель справедлива при следующих условиях: Fr_{μ} – от 3,5 до 25,5; абсолютное давление в ступени – от 0,43 до 0,82 бар; охлаждение воды в ступени – от 0,3 до 3,0 °C.

3.6. Ступени деаэрации, работающие за счет начального эффекта

Рассматриваются ступени деаэрации, работающие за счет начального эффекта, то есть при попадании перегретой воды в зону разрежения. Рассмотренная в предыдущем разделе центробежно-вихревая ступень деаэрации является частным случаем реализации таких ступеней. Поэтому в данном случае для идентификации модели используются те же экспериментальные данные в деаэратору ДЦВ-200 и дополнительно – данные по капельным деаэрационным устройствам, работающим на той же установке в ОмПО «Иртыш» (г. Омск).

Для разработки математической модели процесса деаэрации в рассматриваемых условиях используем термодинамический или феноменологический подход для анализа состояния перегретой жидкости [94], который позволяет получить удобные для практического использования интегральные оценки эффективности процесса. В частности, будем рассматривать механизм захвата растворенного кислорода паровыми пузырьками при их мгновенном образовании за счет уменьшения давления в ступени деаэрации. При этом считаем, что при парообразовании пузырьки пара «захватывают» число молекул (массовую долю) растворенного кислорода пропорционально мольной доле пара в смеси, которая соответствует объемной доле компонента в смеси. На основании уравнения материального газового баланса ступени

$$C_{O_{2},0} = C_{O_{2}}^{n} x + C_{O_{2}} (1 - x), \qquad (3.24)$$

сделанного допущения по механизму десорбции

$$\frac{C_{O_2}^n x}{C_{O_2} (1-x)} = \frac{V_n}{V_m} = \frac{x/\rho_n}{(1-x)/\rho_e}$$
(3.25)

и формальных математических преобразований массовая концентрация растворенного кислорода на выходе из ступени рассматриваемого типа определяется в виде:

$$C_{0_{2}} = \frac{C_{0_{2},0}}{\frac{\Delta T c_{\pi}}{r} \left(\frac{\rho_{\pi}}{\rho_{\pi}} - 1\right) + 1}$$
(3.26)

или в критериальной форме

$$\frac{C_{\rm O_2}}{C_{\rm O_2,0}} = \frac{1}{\frac{Ar}{Ku} + 1},\tag{3.27}$$

где $C_{0_2}^{\pi}$, $C_{0_2,0}$ и C_{0_2} – массовая концентрация растворенного кислорода соответственно в паре, воде на входе и на выходе ступени; V_{π} , V_{π} – объемы, занимаемые паром и водой соответственно; $x = \frac{\Delta T c_{\pi}}{r}$ – доля пара; $Ar = \left(\frac{\rho_{\pi}}{\rho_{\pi}} - 1\right)$ – критерий Архимеда; r = 1

$$Ku = \frac{r}{\Delta Tc_{\pi}} = \frac{1}{x}$$
 – критерий Кутателадзе; ΔT – разность температур воды, поступающей в

ступень, и насыщения при давлении в ступени (охлаждение воды в ступени); *c*_ж, *r* – удельная теплоемкость воды и удельная теплота парообразования соответственно; ρ_ж и ρ_п – плотность воды и пара соответственно.

Согласно полученному выражению (3.27), десорбция растворенного кислорода за счет начального эффекта в деаэраторах перегретой воды определяется, главным образом, величиной охлаждения воды в ступени ΔT , которая, в свою очередь, зависит от давления в аппарате и температуры воды перед ним. Это согласуется с опубликованными результатами исследований начального эффекта деаэрации применительно к вакуумных деаэраторам классической конструкции [112].

На рисунке 3.7 выполнено сопоставление результатов расчета по (3.27) с экспериментальными данными при имевших место в условиях опытов значений ΔT . Полученные данные показывают, что теоретическая зависимость (3.27) при качественно верном прогнозировании экспериментальных данных количественно дает заниженные значения остаточной концентрации растворенного в воде кислорода. Такие результаты можно объяснить тем, что термодинамический подход не учитывает время пребывания воды в аппарате, а полученное заниженное содержание растворенного в воде кислорода соответствует асимптотическому по времени состоянию. Поэтому для каждого конкретного случая рекомендуется вводить эмпирическую поправку на увеличение отношения $C_{0_2}/C_{0_2,0}$.



Рисунок 3.7. Сопоставление результатов расчета (линия) и экспериментальных данных (точки) по десорбции растворенного кислорода в установке с ДЦВ: * – в центробежно-вихревой ступени, ○ – в капельной ступени, △ – совместно в вихревой и в капельной ступенях

3.7. Программный комплекс «Технологический расчет атмосферных

струйно-барботажных деаэраторов воды»

Прикладной программный комплекс «Технологический расчет атмосферных струйно-барботажных деаэраторов воды» разрабатывается коллективом автором ИГЭУ на протяжении девяти лет:

– первая версия программного комплекса разработана в 2008 году автором, А.А. Коротковым и А.Ю. Ненаездниковым [394] на базе расчетной программы по обработке результатов испытаний деаэраторов, составленной автором в рамках кандидатской диссертации [155];
в 2011 году автором и А.А. Коротковым [156] выполнена модернизация программного комплекса в части алгоритмов расчета процессов удаления из воды угольной кислоты;

– в 2015-2016 годах автором и С.Д. Горшениным [157] реализованы алгоритмы расчета степени термического разложения гидрокарбонатов, pH₂₅ деаэрированной воды и массовой концентрации в ней свободной угольной кислоты (при этом разработан рассмотренный во второй главе модуль программного комплекса «Декарбонизация», который может работать как автономно, так и в составе рассматриваемого программного комплекса);

– в 2016-2017 годах автором выполнена модернизация алгоритмов расчета процессов тепломассообмена между паром и водой и десорбции из воды растворенного кислорода на основе рассмотренных в настоящей главе математических моделей.

При использовании программного комплекса для расчета деаэратора заданной конструкции необходимо предварительно выполнить анализ конструктивной схемы деаэратора с выделением отдельных ступеней, узлов объединения и разделения потоков. По результатам анализа необходимо составить расчетную схему, аналогичную приведенной в качестве примера на рисунке 3.8 расчетной схеме деаэратора с двумя струйными отсеками в деаэрационной колонке и затопленным барботажным устройством в деаэраторном баке. Полученная расчетная схема вводится в качестве исходных данных в программный комплекс. При этом задаются: набор элементов с разделением их по типам (струйный отсек кольцевого типа, струйный отсек сегментного типа, барботажный лист, затопленное барботажный устройство, узел разделения потоков, узел объединения потоков, узел потерь давления потока и т.п.); матрица коммутации по входу и выходу горячего и холодного теплоносителей между элементами в соответствии с правилами матричной формализации, рассмотренными в первой главе диссертации; конструктивные характеристики каждого элемента (по запросу).

Математическая модель деаэратора в целом синтезируется автоматически в соответствии с изложенным в первой главе подходом матричной формализации моделирования и расчета тепломассообменных установок. В результате отображается рабочее окно с полями ввода значений параметров внешних для деаэратора потоков (рисунок 3.9).

145



Рисунок 3.8. Расчетная схема деаэратора с двумя струйными отсеками в деаэрационной колонке и затопленным барботажным устройством деаэраторного бака: 1 – струйный отсек верхний; 2 – струйный отсек нижний; 3 и 4 – соответственно водяной и паровой объемы деаэраторного бака; 5, 6 – элементы потерь давления пара; ХОВ – подвод химически очищенной воды в деаэратор; В – выпар деаэратора; ОП и БП – подвод соответственно основного и барботажного пара в деаэратор; ДВ – отвод деаэрированной воды из деаэратора

Расчет выполняется итерационно: предварительно в соответствии с подходом матричной формализации определяются расходы теплоносителей по ступеням без учета тепломассообмена между горячим и холодным теплоносителями; по результатам расчета определяются скорости теплоносителей в интересующих сечениях и предварительные значения гидравлических сопротивлений (величин потерь давления) отдельных элементов; далее выполняется итерационный расчет процессов тепломассообмена между горячим и холодным теплоносителями, уточняются скорости теплоносителей и значения гидравлических сопротивлений элементов и значения теплофизических характеристик теплоносителей; после получения невязки по расходам теплоносителей на выходе всех элементов не более заданной предельной величины выполняется расчет процесса десорбции растворенного кислорода.

🤣 Thermal deaerators. Design and Calculate						
Файл Сервис База данных. О программе						
📔 Новый расчет 💦 тать	ы расчета 📔					
쳙 Открыть	x	DB	×	Общие данные	×	
🛃 Сохранить		G, м3/ч	0,4	<u>Атмосфера</u>		
Сохранить как		t, °C	,5	Р, кПа		
📓 Экспорт		02, мкг/дм363	55	<u> Уровень</u>		
Выход		Що, мкг-экв/дм3	00	h, мм		
		Х25, мкСм/см	8	Выпар		
				Р, кгс/см2		
		🖌 ок	1	Надводное пространство	<u> </u>	
Барботажный пар	× –		1	Р, кгс/см2		
G. т/ч		новной пар	×	<u>ХОВ на входе в ОВА</u>		
t,°C		t °C 192	2,5	t, °C		
Р, кгс/см2	_	, сположите и с Положите и сположите и споло	92	<u>ХОВ на выходе из ОВА</u>		
02, мкг/дм30		02. мкг/дм3.		t, °C		
Що, мкгэкв/дм30,11		Що. мкгэкв/дм30,1	1	<u>КВ на выходе из ОВА</u>	— I.	
Х25, мкСм/см		Х25, мкСм/см		G, м3/ч	—1	
				t, °C		
🗸 ок		🗸 ок		🖌 ок		

Рисунок 3.9. Пример рабочего окна ввода значений внешних для деаэратора потоков теплоносителей

Окончательные результаты расчета по каждому элементу, а также ошибки, возникшие в ходе расчета, отображаются в рабочем окне результатов расчета (рисунок 3.10).

Далее, с привлечением рассмотренного во второй главе модуля «Декарбонизация», может быть выполнен расчет показателей эффективности удаления из воды угольной кислоты в деаэраторе.

Панель в верхней части диалогового окна программного комплекса включает элементы меню «Файл», «Сервис», «База данных» и «О программе». Меню «Файл» содержит элементы управления работой с расчетными файлами (создание нового расчета, сохранение результатов, в том числе с выгрузкой их в MS Excel). Меню «Сервис» содержит элементы работы с матрицей коммутации при задании расчетной схемы деаэратора. Меню «База данных» предназначено для работы с базой данных выполненных расчетов и конструктивных характеристик отдельных деаэрационных элементов различных типов. Меню «О программе» содержит общую информацию о порядке работы и функциональных возможностях программного комплекса.

🤣 Thermal deaerators. Design and Calculate	
Файл Сервис База данных О программе	
Исходные данные Результаты расчета	
Результаты расчета	Ошибки
	ПЕРЕГРЕВ основного пара, оС: 8,76 ПЕРЕГРЕВ барботажного пара, оС: 4,45 ПЕРЕГРЕВ пара на входе в колонку, оС: 6,44 ПРЕДИПРЕЖДЕНИЕ: Теплофизическое состояние пара на входе в пароперепускные трубы соответствует состояние пара на входе в в пароперепускные трубы соответствует состояние пара на входе в ПРЕДИПРЕЖДЕНИЕ: Теплофизическое состояние пара на входе в ВСО соответствует состоянию влажного пара ПРЕДИПРЕЖДЕНИЕ: Пропуск пара через гидрозатвор барботажного колодца

Рисунок 3.10. Рабочее окно, содержащее результаты расчета

Программный комплекс «Технологический расчет атмосферных струйнобарботажных деаэраторов воды» зарегистрирован в соответствии с законодательством Российской Федерации [437].

3.8. Программа для ЭВМ «Расчет многопоточных атмосферных деаэраторов с барботажным устройством»

Программа для ЭВМ «Расчет многопоточных атмосферных деаэраторов с барботажным устройством», в отличие от рассмотренного ранее программного комплекса «Технологический расчет атмосферных струйно-барботажных деаэраторов воды», разрабатывалась в соавторстве с П.В. Жуковым, А.Ю. Ненаездниковым и Е.В. Барочкиным как программное обеспечения для решения локальной задачи – расчета деаэраторного бака с затопленным барботажным устройством. При этом площадь межфазной поверхности определяется по предложенной А.Ю. Ненаездниковым [179] модели с учетом циркуляции потока жидкости в баке под действием динамического воздействия парового потока в барботажном устройстве. Коэффициент массопередачи по растворенному кислороду определяется по описанной в разделе 3.4 модели. Программа разработана в пакете MATLAB и не имеет собственного интерфейса. Все результаты расчета в виде графических зависимостей могут быть сохранены средствами MATLAB в форматах «.bmp» и «.wmf».

Программа для ЭВМ «Расчет многопоточных атмосферных деаэраторов с барботажным устройством» зарегистрирована в соответствии с законодательством Российской Федерации [438].

3.9. Математическая модель деаэрационного элемента для случая удаления из воды газа, химически связанного с растворителем

Разработанная в рамках матричной формализации моделирования и расчета тепломассообменных установок математическая модель деаэрационного элемента для случая удаления из воды газа, химически связанного с растворителем, представлена еще в ранних работах автора [194]. Эти исследования проведены до защиты кандидатской диссертации автора, однако остались за рамками рассматриваемых в ней вопросов, главным образом из-за отсутствия на тот момент эмпирического обеспечения модели. В настоящее время, учитывая наличие описанных во второй главе диссертации данных о кинетических характеристиках процесса термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторах, рассматриваемая математическая модель может быть доработана до уровня замкнутого математического описания.

В соответствии с решаемыми технологическими задачами, в качестве газа, химически связанного с растворителем, будет рассматривать диоксид углерода.

Для некоторого деаэрационного элемента рассматривается система уравнений материального и энергетического баланса, построенная на основе приведенной в первой главе диссертации системы (1.15) путем введения в неё трех дополнительных уравнений, описывающих материальный баланс по новому компоненту (диоксиду углерода) и его генерацию в результате химической реакции термического разложения гидрокарбонатов, протекающей внутри элемента:

$$\begin{cases} \frac{d\tau}{dF} = -\frac{k\tau}{c_2^2 G_2} - \frac{k\tau^2}{r_1 G_2} \\ \frac{dG_1}{dF} = -\frac{k\tau}{r_1} \\ \frac{dG_2}{dF} = -\frac{dG_1}{dF} \\ \frac{dC_{g1}}{dF} = \frac{k_m (k_g C_{g2} - C_{g1})}{G_1} \\ \frac{dC_{g2}}{dF} = -\frac{k_m (k_g C_{g2} - C_{g1})}{G_2} \\ \frac{dA_{F}}{dF} = -KA^n \\ \frac{dC_{g1}}{dF} = \frac{k_m^{co} (k_g^{co} C_{g2}^{co} - C_{g1})}{G_1} \\ \frac{dC_{g2}}{dF} = -\frac{k_m^{co} (k_g^{co} C_{g2}^{co} - C_{g1})}{G_1} \\ \frac{dC_{g2}}{dF} = -\frac{k_m^{co} (k_g^{co} C_{g2}^{co} - C_{g1})}{G_1} \\ \frac{dC_{g2}}{dF} = -\frac{k_m^{co} (k_g^{co} C_{g2}^{co} - C_{g1})}{G_2} + KA^n S, \end{cases}$$

где $\tau = (t_{1s} - t_2)$ – температурный напор; *G* – расход теплоносителя; *F* – площадь межфазной поверхности; *k* –коэффициент теплопередачи; *c*^{*} – удельная теплоемкость; *t* – температура теплоносителя; *r* – удельная теплота парообразования; *C_g* – концентрация газа; *k*_m – коэффициент массопередачи; *S* – стехиометрическое соотношение; *k_g* – коэффициент, определяющий связь между концентрацией газа в воде и равновесной концентрацией газа в паровой фазе; нижний индекс 1 относится к горячему, 2 – к холодному теплоносителю, *s* – к состоянию насыщения; верхний индекс CO₂ – к диоксиду углерода; *A* – концентрация гидрокарбонатов в воде; *K* – константа скорости реакции; *n* – порядок реакции (все переменные входят в приведенные уравнения в единицах измерения, соответствующих СИ – Международной системе единиц).

В данном случае эмпирическое обеспечение модели в части диоксида углерода составляют обоснованные во второй главе (раздел 2.3.2) и рекомендованные для проведения практических расчетов значения порядка реакции *n* и константы скорости реакции *K* при известном значении общей щелочности воды на входе в деаэрационный элемент.

Как и в рассмотренном в первой главе случае решения задачи по десорбции газа, химически не связанного с растворителем, представленная система уравнений решается в несколько этапов.

На первом этапе определяются предварительные расходы теплоносителей через каждую ступень (без учета тепломассообмена между водой и паром).

В этом случае вектор признаков [X] в матричном уравнении (1.19) составляется из массовых расходов горячего и холодного теплоносителей (G_1 и G_2 соответственно), т.е. $[X] = \begin{pmatrix} G_1 \\ G_2 \end{pmatrix}$. При расчете без учета процессов тепломассообмена между теплоносителя-

ми используется единичная матрица процесса $B = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$. Матрица коммутации К формируется в соответствии с правилами, описанными в разделе 1.3.3. В результате решения (1.19) при известной матрице входных потоков $[X_{BX}]_i$ с учетом сделанных замечаний определяются предварительные значения расходов теплоносителей на входе и выходе всех элементов установки.

На втором этапе выполняется расчет температуры воды и степени сухости пара в произвольных точках установки по (1.20).

На третьем этапе определяются концентрации в паре и воде газа, химических не связанного с растворителем (например, растворенного кислорода) по (1.21).

На четвертом этапе выполняется расчет концентраций в паре и воде газа, химически связанного с растворителем (в рассматриваем случае – диоксида углерода).

На этом этапе решения задачи шестое уравнение системы решается отдельно, а образовавшееся количество диоксида углерода учитывается как внешний источник газа, подаваемого в элемент установки.

Собственно решение задачи на этом этапе аналогично решению задачи на третьем этапе, но с учетом указанных внешних потоков, которые учитывает второе слагаемое в правой части последнего уравнения системы (3.28). Соответствующие расходы газа учитываются в (1.21) в матрице внешних потоков [$GX_{\rm BX}$]. В качестве вектора параметров на четвертом этапе выбирается концентрация углекислого газа в паровой фазе и воде. Коэффициент массопередачи по диоксиду углерода $k_m^{co_2}$ в первом приближении и при отсутствии других данных может быть рассчитан по соответствующим критериальным уравнениям для растворенного кислорода, поскольку в обоих случаях имеет место преимущественно процесс молекулярной диффузии газа в воде.

3.10. Выводы по третьей главе

1. Для научного обоснования мероприятий по повышению эффективности термической деаэрации воды разработан единый подход к моделированию и расчету процессов деаэрации теплоносителей в установках различной структуры, конструктивного исполнения и условий эксплуатации, предусматривающий:

- построение модели системы из унифицированных моделей отдельных её подсистем;

– разработку моделей отдельных подсистем путем синтеза модели движения теплоносителей, реализуемой в специализированном программном комплексе для моделирования течений жидкости или с привлечением других апробированных методов расчета гидродинамических процессов, и модели деаэрации воды, базирующейся на матричном описании процессов тепломассообмена, с идентификацией коэффициентов тепло- и массопереноса по экспериментальным данным.

2. В соответствии с предложенным подходом при использовании результатов проведенных экспериментальных исследований процессов деаэрации воды в деаэраторах ДА-300м, ДСА-300, ДЦВ-200, КД-100 разработано замкнутое математическое описание процессов тепломассообмена в системе «вода – водяной пар» и десорбции из воды растворенного кислорода в деаэрационных элементах различных типов: струйных отсеках, непровальных барботажных листах, затопленных барботажных устройствах деаэраторных баков, центробежно-вихревых ступенях деаэрации, а также ступенях деаэрации, работающих при подаче перегретой воды в зону разрежения.

3. В рамках подхода матричной формализации моделирования и расчета процессов тепломассообмена в смешивающих подогревателях воды и термических деаэраторах разработана математическая модель деаэрационного элемента для случая удаления из воды газа, химически связанного с растворителем.

4. Разработанное математическое описание процессов тепломассообмена в системе «вода – водяной пар» и десорбции из воды растворенного кислорода реализовано в программном комплексе «Технологический расчет атмосферных струйно-барботажных деаэраторов воды» и программе для ЭВМ «Расчет многопоточных атмосферных деаэраторов с барботажным устройством».

Материалы главы 3 опубликованы в работах [394, 400, 407, 411, 414, 415, 418, 419, 421, 425, 426, 428, 433, 437, 438, 443–445, 450, 463, 465, 468, 469, 472, 473, 479, 489, 491, 492, 498, 500–502].

ГЛАВА 4. ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ И ДЕАЭРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ ТУРБОУСТАНОВОК

В первой главе диссертации показано, что процессы деаэрации теплоносителей реализуются не только собственно в деаэраторах, но и в технологических системах турбоустановок (в частности в конденсационных установках, системах регенеративного подогрева питательной воды, теплофикационных установках и др.). Для разработки метода расчета газообмена в технологических системах сложной структуры, к которым относятся и рассматриваемые системы турбоустановок, в условиях недостаточности исходной информации необходимы экспериментальные данные, характеризуемые высокими показателями точности и прецизионности.

По конденсаторам паровых турбин в работах А.Г. Шемпелева, П.В. Иглина [215– 223] разработана эффективная методика расчета процесса десорбции растворенного кислорода, однако для её использования при проведении практических расчетов необходимо с достаточной точностью определять показатели энергетических характеристик конденсаторов. Экспериментальный путь решения этой задачи затруднен ввиду наличия объективных ограничений при проведении всережимных испытаний конденсационных установок. Расчетное определение энергетических характеристик конденсаторов с использованием различных методик поверочного теплового расчета [42–44] не приводит к получению результатов с приемлемой точностью. Это обусловливает необходимость разработки нового метода расчета энергетических характеристик конденсаторов по малой выборке экспериментальных данных. Для проверки эффективности этого метода также необходимы результаты теплотехнических испытаний турбоустановок, обладающие высокими показателями точности и прецизионности.

Наконец, по конденсаторам турбин, работающих при повышенном содержании свободной угольной кислоты в свежем паре, экспериментальные данные, характеризующие эффективность удаления из турбинного конденсата диоксида углерода в настоящее время отсутствуют. Рассматриваемая проблема актуальна для турбоагрегатов, работающих на паре, генерируемом из химически очищенной воды (поскольку в этом случае процессы термического разложения содержащихся в питательной воде гидрокарбонатов и гидролиза карбонатов в котлах обуславливают появление в свежем паре диоксида углерода в больших количествах).

Учитывая изложенное, в рамках настоящего этапа работы решаются задачи проведения испытаний паровых турбин для получения экспериментальных данных о теплотехнических и деаэрационных характеристиках конденсационных установок, систем регенеративного подогрева питательной воды, теплофикационных установок; разрабатывается способ идентификации математических моделей теплообмена, используемых в существующих методиках поверочного теплового расчета конденсаторов паровых турбин, по малой выборке экспериментальных данных; изучаются деаэрационные характеристики конденсаторов турбин, в том числе при повышенном содержании в свежем паре свободной угольной кислоты.

4.1. Выбор объектов экспериментальных исследований

В качестве основных объектов для получения экспериментальных данных, обладающих высокими показателями точности и прецизионности, выбраны два турбоагрегата: турбоагрегат Тп-115/125-130-1тп ТМЗ ст. № 2 Йошкар-Олинской ТЭЦ-2; турбоагрегат ПТ-12-35/10М КТЗ ст. № 2 машинного зала участка вторичных энергоресурсов коксохимического производства ОАО «Северсталь».

Выбор объектов экспериментальных исследований обусловлен следующим. Турбоагрегат Tn-115/125-130-1тп является относительно новой разработкой Уральского турбинного завода. По турбинам данного типа в настоящее время отсутствуют сведения не только о деаэрационных, но и о теплотехнических характеристиках в регулировочных диапазонах электрической и тепловой нагрузок. Поэтому получение таких данных само по себе является актуальной задачей. Вместе с тем, большинство технологических систем рассматриваемого турбоагрегата и оборудование этих систем унифицировано с турбоагрегатами серии «T-100» (T-100-130, T-110/120-130, T-120-130), поэтому полученные экспериментальные данные могут быть распространены на многие теплоэнергетические объекты. Актуальность изучения характеристик деаэрации в технологических системах турбоагрегата на Йошкар-Олинской ТЭЦ-2 дополнительно обусловлена тем, что на этой турбине, как на большинстве теплофикационных турбин, имеются проблемы с обеспечением нормативной массовой концентрации растворенного кислорода в конденсате на напоре конденсатных насосов, особенно в режимах с малым пропуском пара в конденсатор.

Ценность турбоагрегата ПТ-12-35/10М КТЗ как объекта исследований обусловлена тем, что эта турбина работает при повышенном содержании в свежем паре свободной угольной кислоты, что дает возможность изучить процессы удаления диоксида углерода из турбинного конденсата в конденсаторе.

4.2. Испытания турбоагрегата Тп-115/125-130-1тп ТМЗ Йошкар-Олинской ТЭЦ-2

4.2.1. Характеристика турбоустановки Тп-115/125-130-1тп ТМЗ

Тепловая схема турбоагрегата приведена на рисунке 4.1. Его техническая характеристика и особенности тепловой схемы отражены в разделе П.3.1 Приложения 3.

Перед началом испытаний проведен анализ показателей работы установки в эксплуатационном режиме, а также осмотр элементов турбоустановки с замером ряда основных параметров. В ходе предварительного анализа выявлено следующее:

 – система автоматического регулирования турбоагрегата обеспечивает устойчивое поддержание давлений в регулируемых отборах во всем регулировочном диапазоне нагрузок турбины;

 – регулирующие клапаны при нагружении турбоагрегата открываются в последовательности, указанной заводом-изготовителем в техническом описании турбины;

– состояние проточной части, судя по ремонтной документации, удовлетворитель ное; давление пара в камере регулирующей ступени при паровой нагрузке, близкой к
номинальной, соответствует данным завода-изготовителя;

 зазоры в концевых уплотнениях цилиндров турбины в целом соответствуют заводскому формуляру;

– регулирующая диафрагма ЧНД при работе турбоагрегата по тепловому графику нагрузок не может быть полностью закрыта; предварительные опыты показали, что уменьшение степени открытия диафрагмы менее 11 мм (указатель положения сервомотора по месту) приводит к устойчивому увеличению температуры металла выхлопного патрубка с появлением существенной разницы между температурой металла выхлопного патрубка слева и справа; зависимости критической степени открытия регулирующей диафрагмы, при которой еще обеспечивается нормальный температурный режим выхлопного патрубка, от давления пара в камере нижнего теплофикационного отбора не выявлено; по этой причине принято решение считать, что степень открытия диафрагмы, соответствующая 11 мм по указателю положения сервомотора, является минимально допустимой и соответствует режиму работы турбины по тепловому графику нагрузок; включение в работу системы охлаждения выхлопного патрубка не осуществлялось ввиду отсутствия соответствующей наладки и опыта эксплуатации этой системы на ТЭЦ;

– показатели работы регенеративных подогревателей в целом соответствуют данным по аналогичным турбинам; регуляторы уровня подогревателей обеспечивают автоматическое подержание уровня конденсата с незначительными отклонениями; предварительные опыты показали абсолютную герметичность защитного клапана группы ПВД, регулируемый байпас ПВД в условиях Йошкар-Олинской ТЭЦ-2 не используется, пропуск питательной воды через него, судя по температуре металла трубопровода, отсутствует;

– конденсационная установка в целом находится в удовлетворительном техническом состоянии, её устойчивая работа обеспечивается при одном работающем основном эжекторе, подключение второго эжектора не приводит к углублению вакуума; гидравлическая плотность основных пучков конденсатора удовлетворительна (контроль выполнялся по химическим анализам на общую жесткость и электропроводность циркуляционной воды и основного конденсата турбины с напора КЭН); гидравлическая плотность встроенного пучка неудовлетворительна, поэтому на период испытаний принято решение отключить встроенный пучок; герметичность арматуры на трубопроводе ввода добавочной воды цикла в конденсатор удовлетворительна; регулятор уровня обеспечивает устойчивое поддержание уровня в конденсатосборнике конденсатора с минимальными отклонениями.



Рисунок 4.1. Тепловая схема турбоагрегата Тп-115/125-130-1тп: СК – стопорный клапан; ДПВ – деаэратор питательной воды; ЗРК – защитно-регулирующий клапан; РК – регулирующий клапан; ПО – пароохладитель; ПВ – питательная вода; КСН-13 – коллектор пара производственных отборов; МО – маслоохладители; К-р – конденсатор; РУ – регулятор уровня; ХОВ – химически обессоленная добавочная вода цикла; КЭН – конденсатный насос турбоагрегата; ПЭН – питательный насос; ЭПУ – охладитель эжектора уплотнений; ОПУ – охладитель пара промежуточных камер концевых уплотнений турбоагрегата; Рец. – рециркуляция; ПНД – регенеративный подогреватель низкого давления; КИС – клапан импульсный соленоидный; ПВД – регенеративный подогреватель высокого давления; ОЭ – охладитель основного эжектора; ПСГ-1, 2 – соответственно нижний и верхний сетевые подогреватели; СлН – сливной насос; ОК – основной конденсат; РД – регулятор давления; ХКПВ и ГКПВ – соответственно холодный и горячий коллекторы питательной воды; РК ПВД – регулятор расхода питательной воды помимо группы ПВД; СУП – сниженный узел питания; КН ПСГ-1 и КН ПСГ-2 – конденсатные насосы соответственно ПСГ-1 и ПСГ-2; ПСН – подкачивающий сетевой насос

4.2.2. Методика проведения и метрологическое обеспечение испытаний турбоустановки Tn-115/125-130-1mn TM3

Схема расположения точек контроля теплотехнических параметров (рисунок 4.2) разработана таким образом, чтобы обеспечить возможность проведения испытаний по первой категории сложности [292–294], что подразумевает: преимущественное использование средств измерения образцового класса точности; дублирование наиболее ответственных измерений; обеспечение возможности сведения материального и энергетического балансов по турбоустановке в условиях каждого опыта; поверку используемых средств измерения до и после проведения испытаний; проведение дублирующих опытов (выборочно); высокую степень стабилизации тепломеханического состояния турбины во время проведения каждого опыта; охват полного перечня режимов работы и регулировочных диапазонов нагрузок. Метрологическое обеспечение испытаний описано в таблице П.3.1.1 Приложения 3. Номера точек контроля в этой таблице соответствуют рисунку 4.2. Используемые в испытаниях образцовые приборы прошли государственную поверку до и после испытаний. Сроки государственной поверки штатных измерительных приборов проверены перед началом испытаний.

Испытания проведены методом активного эксперимента [381–384]. Опыты проведены по программе испытаний с разделением по отдельным сериям:

 – 9 тарировочных опытов (опыты «Т») при максимальном упрощении тепловой схемы для контроля соответствия показаний расходомеров свежего пара и турбинного конденсата;

- 12 опытов при работе турбоагрегата в конденсационном режиме (опыты «К»);

– 9 вакуумных опытов (две серии по 4 и 5 опытов в каждой) – для определения поправки к мощности турбины на отклонение давления отработавшего пара в конденсаторе (опыты «В»);

– 21 опыт при работе турбоагрегата в теплофикационном режиме при одноступенчатом подогреве сетевой воды по тепловому графику нагрузок (из них 3 опыта – из серии опытов при работе турбоагрегата в теплофикационном режиме при одноступенчатом подогреве сетевой воды по электрическому графику нагрузок) – опыты «Т1ТГ»;

 – 15 опытов (три серии по 5 опытов в каждой) при работе турбоагрегата в теплофикационном режиме при одноступенчатом подогреве сетевой воды по электрическому графику нагрузок (опыты Т1ЭГ);



Рисунок 4.2. Схема метрологического обеспечения тепловых испытаний турбоагрегата Тп-115/125-130-1тп

– 18 опытов при работе турбоагрегата в теплофикационном режиме при двухступенчатом подогреве сетевой воды по тепловому графику нагрузок (из них 3 опыта – из серии опытов при работе турбоагрегата в теплофикационном режиме при двухступенчатом подогреве сетевой воды по электрическому графику нагрузок) – опыты «Т2ТГ»;

– 14 опытов (три серии по 3, 6 и 5 опытов) при работе турбоагрегата в теплофикационном режиме при двухступенчатом подогреве сетевой воды по электрическому графику нагрузок (опыты «Т2ЭГ»).

При проведении испытаний обеспечивались следующие условия:

 давление отработавшего пара в конденсаторе регулировалось путем изменения расхода охлаждающей циркуляционной воды;

 – расход питательной воды через ПВД регулировался путем прикрытия выходной арматуры 2ВП-17;

– необходимая по условиям опытов температура обратной сетевой воды на входе в ПСГ-1 регулировалась за счет поддержания постоянной температуры прямой сетевой воды ТЭЦ с использованием турбоагрегата ПТ-80/100-130/13 ЛМЗ ст. № 1;

– давление пара в камере нижнего или верхнего теплофикационного отбора в режимах теплового графика нагрузки поддерживалось на заданных по условиям опытов уровнях за счет изменения расхода сетевой воды через ПСГ путем регулирования пропуска сетевой воды через байпас теплофикационной установки (арматура 20С-18);

 давление пара в камере нижнего или верхнего теплофикационного отбора в режимах электрического графика нагрузки поддерживалось на заданных по условиям опытов уровнях с помощью дистанционного управления поворотной диафрагмой;

 тепловая нагрузка теплофикационного отбора в режимах электрического графика нагрузки изменялась от опыта к опыту путем изменения расхода сетевой воды через ПСГ (с помощью регулирования пропуска сетевой воды через байпас теплофикационной установки (арматура 20С-18);

 – при испытаниях турбоагрегат обеспечивался свежим паром от общестанционного коллектора;

– деаэратор ДП-2 работал в параллель с деаэратором ДП-1 и обеспечивается греющим паром от коллектора производственного отбора пара 13 ата;

 – байпас помимо группы ПВД при всех опытах был отключён (арматура 2ВП-18 закрыта), а пропуск питательной воды через защитный байпас ПВД исключён.

4.2.3. Обработка результатов испытаний турбоустановки Tn-115/125-130-1mn TM3

В ходе каждого опыта наиболее ответственные параметры контролировались с шагом по времени не более 45 секунд, второстепенные и мало изменяющиеся параметры – с шагом не более 90 секунд. За опыт было получено от 9 до 38 первичных результатов замеров каждого параметра.

Первичная обработка результатов замеров контролируемых параметров в опытах выполнена в соответствии с алгоритмом, описанным в разделе 2.2.1. Окончательные результаты измерения параметров в опытах в диссертации не приводятся ввиду большого занимаемого ими объема.

Полученные таким образом окончательные результаты измерения параметров характеризуют фактические условия работы турбоагрегата в опытах. Эти данные подвергнуты обработке, включающей выполнение следующих этапов:

 сведение материальных балансов по тепловой схеме турбоустановки в целом и отдельным её участкам;

 приведение фактических показателей работы турбоагрегата в опытах к номинальным значениям внешних факторов.

При сведении материальных балансов по турбоустановке рассматривались следующие балансы: баланс по расходу свежего пара относительно показаний расходомера основного конденсата за охладителем основного эжектора – баланс \mathbb{N} 1; баланса по расходу свежего пара относительно расходомера основного конденсата за регулятором уровня в конденсаторе – баланс \mathbb{N} 2; баланса по расходу свежего пара относительно расходомера основного конденсата за регулятором уровня в конденсаторе – баланс \mathbb{N} 2; баланса по расходу свежего пара относительно расходомера основного конденсата за группой ПНД – баланс \mathbb{N} 3; баланс системы основного конденсата между расходомерами за регулятором уровня и за группой ПНД – баланс \mathbb{N} 4.

Кроме окончательных результатов измерений контролируемых параметров в опытах, в балансовых расчетах использованы расходы пара с протечками по концевым уплотнениям турбоагрегата и уплотнениям штоков стопорного и регулирующих клапанов, определенные расчетным путем по фактическим зазорам в обоймах уплотнений [292, 383]; расход с присосами охлаждающей воды в конденсаторе, определенный по результатам серии химических анализов проб свежего пара, основного конденсата и охлаждающей воды на общую жесткость и электропроводность; поправки к показаниям расходомеров свежего пара и основного конденсата, определенные в ходе обработки результатов тарировочных опытов (обработка результатов тарировочных опытов показала высокую сходимость материального баланса по турбоустановке в целом с максимальной величиной небаланса 0,6 %).

Расходы греющего пара на регенеративные и сетевые подогреватели определялись по уравнениям их материальных и тепловых балансов при измеренных теплофизических параметрах теплоносителей в условиях каждого из опытов. Анализ результатов сведения балансов позволил заключить, что балансы № 1 и 2 сходятся в условиях опытов с максимальной невязкой 2,03 % (средняя по всем опытам невязка 0,23 %), а максимальная невязка баланса № 3 составляет 1,73 % (средняя по всем опытам невязка 0,04 %), что характеризует полученные результаты испытаний как обладающие приемлемой точностью по требованиям к результатам испытаний турбоагрегатов по первой категории сложности [292–294]. Для баланса № 4 выявлена неудовлетворительная сходимость (максимальная невязка 3,56 %, средняя по всем опытам невязка 0,22 %).

Дополнительный анализ результатов первичных замеров контролируемых в испытаниях расходов основного конденсата показал, что в измерениях расхода основного конденсата за холодильником основного эжектора наблюдались относительно большие разбросы, вызванные работой регулятора уровня в конденсаторе, а точность измерения расхода основного конденсата за регулятором уровня может быть снижена из-за наличия двух параллельных ниток с отдельными расходомерами. По этой причине в качестве результатов, обладающих наибольшей достоверностью, приняты значения расхода основного конденсата за группой ПНД. Таким образом, в качестве основного принят баланс № 3, который и положен в основу последующих расчетов.

По результатам сведения материального баланса в тарировочных опытах определена средняя величина тарировочной поправки (+2,7 т/ч) к показаниям расходомера свежего пара, а также тарировочной поправки (-21,0 т/ч) к показаниям расходомеров основного конденсата за холодильником основного эжектора и за регулятором уровня в конденсаторе. Значения этих поправок использованы при сведении балансов для основных опытов. В целом получена высокая сходимость основного материального баланса: небаланс не более 1,93 %, среднее по всем опытам значение невязки 0,06 %.

Далее выполнялось приведение результатов опытов к номинальным условиям. Поскольку условия проведения опытов несколько отличались друг от друга и от номинальных условий, выполнен расчет поправок, обеспечивающих учет отклонений фактических режимных параметров от их номинальных значений [295, 296, 383, 384].

В качестве номинальной тепловой схемы выбрана тепловая схема, характеризуемая, например для режима с двухступенчатым подогревом сетевой воды, следующим:

– все регенеративные подогреватели включены в работу; слив конденсата греющего пара ПНД-3 каскадный в ПНД-2 и далее сливным насосом в трубопровод основного конденсата за ПНД-2; слив конденсата ПНД-1 самотечный в ПСГ-2;

– при абсолютном давлении в паровом пространстве ПВД-5 менее 0,9316 МПа (9,5 кгс/см²) слив конденсата ПВД-5 каскадный в ПВД-4, конденсат греющего пара ПВД-4 направляется в расширитель дренажей турбины; при абсолютном давлении пара в паровом пространстве ПВД-5 0,9316 МПа (9,5 кгс/см²) и более, а в паровом пространстве ПВД-5 0,9316 МПа (9,5 кгс/см²) и более, а в паровом пространстве ПВД-4 менее 0,9316 МПа (9,5 кгс/см²) слив конденсата ПВД-5 каскадный в деаэратор питательной воды, конденсат греющего пара ПВД-4 при этом направляется в расширитель дренажей турбины; при абсолютном давлении в паровом пространстве ПВД-4 0,9316 МПа (9,5 кгс/см²) и более организуется каскадный слив конденсата греющего пара из ПВД-5 в ПВД-4 и далее в деаэратор питательной воды;

 – слив конденсата греющего пара ПСГ-2 – каскадный в ПСГ-1, слив конденсата греющего пара ПСГ-1 – конденсатным насосом в трубопровод основного конденсата до ПНД-1;

– снабжение деаэратора питательной воды паром от стороннего источника (коллектора пара производственных отборов турбин);

 ограниченный регулируемый производственный отбор отключен (подключение отбора учитывается соответствующими поправками к мощности, расходу свежего пара и удельному расходу тепла брутто на выработку электроэнергии);

– регулируемый байпас питательной воды помимо группы ПВД отключен;

- система уплотнений турбоагрегата включена в работу по проектной схеме.

В качестве номинальных с учетом существующих технических ограничений установлены следующие параметры: абсолютное давление свежего пара перед стопорным клапаном 12,553 МПа (128 кгс/см²); температура свежего пара перед стопорным клапаном 550 °C; абсолютное давление отработавшего пара в конденсаторе 0,004903 МПа (0,05 кгс/см²); абсолютное давление в деаэраторе питательной воды 0,588 МПа (6,0 кгс/см²); пределы регулирования абсолютного давления пара в производственном отборе – от 1,177 МПа до 1,765 МПа (от 12,0 до 18,0 кгс/см²); пределы регулирования абсолютного давления пара в камере верхнего теплофикационного отбора – от 0,059 МПа до 0,245 МПа (от 0,6 до 2,5 кгс/см²); температура обратной сетевой воды перед ПСГ-1 62,0 °C.

Исходя из требований заводов-изготовителей турбоагрегата и турбогенератора, учтены следующие ограничения по значениям параметров: максимальный расход свежего пара в режимах с тепловой нагрузкой 500 т/ч; максимальная электрическая мощность (ввиду установки турбогенератора непроектной марки) 121 МВт; номинальная тепловая нагрузка 209,34 МВт (180 Гкал/ч); максимальная тепловая нагрузка 238,42 МВт (205 Гкал/ч); максимальное абсолютное давление пара в камере регулирующей ступени 8,531 МПа (87 кгс/см²); максимальный расход пара в ЧНД 225 т/ч.

Приведение результатов опытов к номинальным условиям выполнено по методу постоянного расхода свежего пара [292, 383, 384]. При этом учтены следующие поправки на отклонение условий работы от номинальных:

– поправка к мощности на «схему», учитывающая изменение расходов пара в регенеративные отборы турбоагрегата при отклонении расхода питательной воды от расхода свежего пара и других схемных и режимных параметров работы технологических систем;

– поправка к мощности на отклонение фактического коэффициента мощности $\cos(\phi)$ турбогенератора от номинального значения $\cos(\phi) = 0.8$;

 поправки к мощности на отклонение параметров свежего пара перед стопорным клапаном от номинальных значений;

– поправка к мощности на отклонение температуры обратной сетевой воды перед
ПСГ-1 от номинального значения;

 поправка к мощности на отклонение фактического давления пара в камере регулируемого теплофикационного отбора от среднего по серии опытов;

 поправка к мощности на отклонение фактического давления пара в конденсаторе от номинального значения (для опытов при работе по электрическому графику нагрузок);

 – поправка к мощности на отклонение фактического расхода свежего пара в каждом опыте от среднего по серии опытов (для опытов при работе по электрическому графику нагрузок).

Дополнительно учитывались поправки к тепловой нагрузке регулируемого теплофикационного отбора на отклонение фактического пропуска пара в ЧНД от номинального. Номинальный пропуск пара в ЧНД в зависимости от давления пара перед регулирующей диафрагмой определен путем обработки результатов опытов при работе по тепловому графику нагрузок при одно- и двухступенчатом подогреве сетевой воды.

Поправки к мощности на отклонение параметров свежего пара и температуры обратной сетевой воды определялись по данным завода-изготовителя турбоагрегата. Поправка к мощности на отклонение коэффициента мощности $\cos(\varphi)$ рассчитывалась по характеристике электрических потерь турбогенератора. Поправка к мощности на отклонение давления отработавшего пара в конденсаторе определялась по полученной при обработке «вакуумных» опытов сетке поправок (эти результаты будут рассмотрены далее). Прочие поправки рассчитывались в условиях каждого из опытов согласно требованиям руководящих документов [295, 296].

Следует отметить также, что один из важнейших с точки зрения расчета поправок к мощности параметров – конечная энтальпия отработавшего пара на выходе из последней ступени турбоагрегата – определялась двумя способами: по энергетическому и материальному балансам проточной части турбоагрегата, а также по энергетическому и материальному балансам конденсатора. Средняя по всем опытам невязка определения энтальпии отработавшего пара указанными методами составила 0,59 %, по отдельным опытам – не более 3 % (рисунок 4.3).

Полученные значения являются дополнительным подтверждением высокой точности и прецизионности результатов проведенных испытаний, поскольку в большинстве случаев, даже для испытаний по первой категории сложности, удается добиться сходимости определенных разными способами значений энтальпии отработавшего пара лишь на уровне от 5 до 12 % [383, 384]. Для дальнейших расчетов принята энтальпия отработавшего пара, определенная по балансу проточной части, поскольку такой способ является наиболее надежным [292, 383, 384].



Рисунок 4.3. Относительная невязка значений энтальпии отработавшего пара, определенных по балансу проточной части и по балансу конденсатора в опытах: точки – значения невязки в опытах (■ – опыты «К»; ● – опыты «Т1ЭГ»; ◆ – опыты «Т2ЭГ»)

4.2.4. Основные теплотехнические характеристики турбоустановки Tn-115/125-130-1mn TM3 по результатам испытаний

Далее рассмотрим основные полученные в ходе испытаний результаты и особенности выполнения работы по отдельным сериям опытов.

В ходе обработки результатов испытаний для конденсационного режима работы получены важнейшие зависимости по турбоустановке: диаграмма режимов – зависимость расхода свежего пара от электрической мощности (рисунок 4.4) и энергетическая характеристика – зависимость удельного расхода тепловой энергии брутто на выработку электроэнергии от электрической мощности (рисунок 4.5). Поскольку характеристика, представленная на рисунке 4.5, является расчетной, определяемой по результатам испытаний, точки, соответствующие опытным режимам, не указаны.



Рисунок 4.4. Сопоставление экспериментально полученной диаграммы режимов турбоагрегата при работе в конденсационном режиме с результатами расчета, выполненного заводом-изготовителем: G_0 , т/ч – расход свежего пара; $N_{\rm T}$, MBт – электрическая мощность; точки – экспериментальные данные, приведенные к номинальным условиям; сплошная линия – аппроксимация опытных данных (метод наименьших квадратов); пунктирная линия – результаты расчетов, выполненных заводом-изготовителем, приведенные к номинальным условиям

Диаграмма режимов сопоставлена с результатами расчетов Уральского турбинного завода. Среднее в регулировочном диапазоне изменения электрической мощности отклонение экспериментальных данных от данных завода-изготовителя составило 2,7 %. Необходимо отметить, что заводская зависимость также предварительно приведена к заданным для турбоагрегата номинальным условиям: учтены поправки к электрической мощности на отклонение давления и температуры свежего пара перед стопорным клапаном, давления отработавшего пара, поправки к расходу свежего пара на отработанный ресурс и на питание деаэратора паром от стороннего источника.



Рисунок 4.5. Энергетическая характеристика турбоагрегата при работе в конденсационном режиме: q_{T}^{6p} , кДж/(кВт·ч) – удельный расход тепловой энергии брутто на выработку электроэнергии, рассчитанный по экспериментальным данным после приведения их к номинальным условиям; прочие обозначения – те же, что на рисунке 4.4

Зависимости, приведенные на рисунках 4.4 и 4.5, предназначены для расчета номинальных показателей работы турбоагрегата и составляющих резерва тепловой экономичности – перерасходов или экономии топлива из-за отклонения показателей работы агрегата от номинальных условий при эксплуатации. Кроме этих характеристик по результатам экспериментальных исследований построены дополнительные зависимости по расходу пара в часть низкого давления (ЧНД) турбоагрегата (рисунки 4.6 и 4.7) и давлениям пара в камерах отборов (рисунок 4.8).



Рисунок 4.6. Экспериментальная зависимость расхода пара на входе в ЧНД от расхода свежего пара при работе в конденсационном режиме: *G*_{ЧНД}, т/ч – расход пара в ЧНД турбоагрегата; прочие обозначения – те же, что на рисунке 4.4



Рисунок 4.7. Экспериментальная зависимость расхода пара на входе в ЧНД турбоагрегата от давления пара в камере контрольной ступени при работе в конденсационном режиме: p_{4016} , МПа – абсолютное давление пара в камере контрольной ступени (камере четвертого отбора); прочие обозначения – те же, что на рисунках 4.4 и 4.6



Рисунок 4.8. Экспериментальные зависимости давления пара в камерах отборов турбоагрегата при работе в конденсационном режиме: $p_{\text{отб}}$, МПа – абсолютное давление пара в камере отбора турбоагрегата; индекс «і» – номер отбора, начиная с верхнего (соответствует номеру линии); в обозначении линий в скобках указана ось давления (лев. – левая; прав. – правая); прочие обозначения – те же, что на рисунке 4.4

Зависимость на рисунке 4.7 необходима для обеспечения возможности расчета номинального расхода пара в конденсатор и номинального давления отработавшего пара в конденсаторе. В условиях эксплуатации для большинства теплофикационных турбоагрегатов определение фактического расхода пара в конденсатор вызывает затруднения: расчет этого расхода по балансу конденсатора осложняется необходимостью учета многих потоков, вводимых в конденсатор, при недостаточности или полном отсутствии соответствующих измерений параметров потоков теплоносителей; непосредственное измерение расхода пара в конденсатор невозможно. Поэтому при эксплуатации важно иметь зависимость, обеспечивающую косвенное определение расхода пара в конденсатор. Такие расчеты можно проводить, используя зависимость, приведенную на рисунке 4.7. Для этого необходимо обеспечить качественный контроль давления пара в камере контрольной ступени (в данном случае – в камере четвертого отбора турбоагрегата).

Зависимости, приведенные на рисунке 4.8, используются для контроля аэродинамического сопротивления проточной части в процессе эксплуатации, что косвенно отражает интенсивность её солевого заноса при нарушениях водно-химического режима. При расчете энергетических характеристик турбоагрегата для теплофикационных режимов его работы приведенные зависимости необходимы для определения минимально возможных значений давления пара в регулируемых отборах.

Одной из наиболее важных энергетических характеристик турбоагрегата является поправка к электрической мощности на отклонение давления отработавшего пара в конденсаторе. Эта зависимость используется при расчете составляющих резерва тепловой экономичности по показателям работы конденсатора. Для определения рассматриваемой зависимости в ходе испытаний проведена специальная серия вакуумных опытов. Использована методика проведения и обработки результатов вакуумных испытаний паровых турбин, предложенная А.С. Зильберманом и М.А. Ухоботиным [384].

При обработке результатов вакуумных опытов, проводимых при максимальном упрощении тепловой схемы, неизменных в каждой серии опытов значениях расхода пара на турбину и изменяемом от минимального до максимального давлении отработавшего пара, учитываются: поправка на отклонение давления свежего пара, выражаемая поправкой на отклонение давления пара в контрольной ступени α_{Pk} , %; поправка к мощности на отклонение температуры свежего пара α_{to} , %; поправка к мощности, обусловленная отклонением коэффициента мощности генератора в условиях опытов от номинального значения, $\Delta N_{cos(\phi)}$, кВт; поправка к давлению отработавшего пара в условиях опытов, обусловленная отклонением расхода свежего пара из-за отклонения начальных параметров пара перед турбиной α_{P2} , %.

С учетом этих поправок выполняется пересчет измеренных в каждом опыте значений электрической мощности и давления отработавшего пара к номинальным условиям:

$$N_{\rm T}^{\rm np} = N_{\rm T} \left(1 + \frac{\alpha_{P_{\rm K}} + \alpha_{to}}{100} \right) + \Delta N_{\cos(\varphi)}; \tag{4.1}$$

$$p_2^{\rm np} = p_2 \left(1 + \frac{\alpha_{P2}}{100} \right), \tag{4.2}$$

171

где $N_{\rm T}$ и $N_{\rm T}^{\rm np}$, кВт – активная электрическая нагрузка турбогенератора в условиях опытов и приведенная к номинальным условиям; p_2 и $p_2^{\rm np}$, кгс/см² – абсолютное давление пара в конденсаторе в условиях опытов и приведенное к номинальным условиям.

Далее, принимая на начало отсчета опыт с минимальным давлением пара в конденсаторе, то есть с максимальной электрической мощностью $N_{\rm T}^{\rm np}{}_0$, кВт, можно определить изменение мощности турбины $\Delta N_{\rm i}$, кВт, вычитая из $N_{\rm T}^{\rm np}{}_0$ значение $N_{\rm T}^{\rm np}{}_{\rm i}$ для каждого i-го опыта. В завершение расчета полученные значения $\Delta N_{\rm i}$ и $p_2^{\rm np}{}_{\rm i}$ относятся к среднему по серии опытов расходу пара в часть низкого давления турбоагрегата $G_{\rm 4H}$, т/ч. Таким образом, для каждого i-го опыта определяется пара отношений: $\Delta N_{\rm i}$ / $G_{\rm 4H}$, кВт·ч/т, и $p_2^{\rm np}{}_{\rm i}$ / $G_{\rm 4H}$, кгс·ч/(т·см²).

По полученным данным в координатах ($\Delta N_i / G_{\rm ЧHД}$) – ($p_2^{\rm np} / G_{\rm ЧHZ}$) строится универсальная вакуумная кривая (рисунок 4.9), которая затем пересчитывается в искомую сетку поправок к мощности турбины на отклонение давления отработавшего пара (рисунок 4.10).



Рисунок 4.9. Универсальная вакуумная кривая: ∆ – первая серия опытов; ○ – вторая серия опытов; обозначения параметров указаны в тексте



Рисунок 4.10. Поправка к вырабатываемой электрической мощности турбоагрегата на отклонение давления отработавшего пара в конденсаторе: ΔN , кВт, – поправка к мощности; p_2 , кгс/см², – абсолютное давление пара в конденсаторе; $G_{\rm ЧHД}$, т/ч, – расход пара на входе в ЧНД турбоагрегата

Необходимо отметить, что из-за наличия ограничений по системе технического водоснабжения с градирнями в испытаниях не удалось достичь абсолютного давления пара в конденсаторе менее 0,08 кгс/см². По этой причине универсальная вакуумная кривая при ($\Delta N / G_{\text{ЧНД}}$) < 0 построена на основании поверочного позонного расчета последних ступеней ЧНД.

Полученная в ходе обработке экспериментальных данных диаграмма режимов работы турбоагрегата с двухступенчатым подогревом сетевой воды по тепловому графику нагрузок (при минимальном пропуске пара в ЧНД турбины) представлена на рисунке 4.11.



Рисунок 4.11. Диаграмма режимов работы турбоагрегата при двухступенчатом подогреве сетевой воды в режиме работы по тепловому графику нагрузок, пересчитанная к условиям полностью закрытой регулирующей диафрагмы ЧНД: G_0 , т/ч – расход свежего пара на турбину; $N_{\rm T}$, MBт – электрическая мощность турбогенератора; $Q_{\rm T}$, Гкал/ч – тепловая нагрузка теплофикационного отбора; условия построения – номинальные (указаны в тексте); точки – опытные данные; линии – аппроксимация опытных данных (метод наименьших квадратов); $P_{\rm BTO}$, МПа (кгс/см²) – абсолютное давление пара в камере верхнего теплофикационного отбора: \circ и 1 – 0,237 (2,419); \blacktriangle и 2 – 0,213 (2,176); \square и 3 – 0,168 (1,709); \blacklozenge и 4 – 0,158 (1,611); \blacklozenge и 5 – 0,141 (1,433); Δ и 6 – 0,114 (1,165); \blacksquare и 7 –0,103 (1,050)

Для обеспечения возможности сопоставления экспериментальных данных с заводской диаграммой режимов, обе диаграммы должны быть приведены к одним и тем же условиям. При пересчете заводской диаграммы режимов к номинальным условиям, принятым для рассматриваемой турбоустановки, введены поправки к мощности на отклонение давления и температуры свежего пара перед стопорным клапаном, к расходу свежего пара на отработанный ресурс, к электрической мощности на отклонение температуры обратной сетевой воды, к электрической мощности и расходу свежего пара на питание деаэратора паром от стороннего источника при сохранении тепловой нагрузки регулируемого отбора. Однако пересчитать заводскую диаграмму режимов с учетом отличия минимального пропуска пара через регулирующую диафрагму ЧНД от фактического не представлялось возможным ввиду недостаточности исходных данных. Поэтому опытная диаграмма режимов, представленная на рисунке 4.11, пересчитана к условиям полностью закрытой регулирующей диафрагмы ЧНД (то есть к тому пропуску пара в ЧНД турбины в режиме теплового графика нагрузок, при котором построена заводская диаграмма режимов).

Характер зависимостей диаграммы режимов на рисунке 4.11 при значениях электрической нагрузки, не обеспеченных в испытаниях, определен путем сопоставления экспериментальных данных с заводской диаграммой режимов, пересчитанной к номинальным условиям.

Анализ результатов сравнения экспериментальных данных с данными заводской диаграммы режимов показал, что экспериментальные значения расхода свежего пара в исследованном диапазоне изменения электрической мощности при одних и тех же значениях давления пара в камере верхнего теплофикационного отбора в среднем на 0,5 т/ч (менее 0,15 %) меньше, чем значения, приятые по заводской диаграмме режимов. При давлении пара в камере верхнего теплофикационного отбора более 0,196 МПа $(2,0 \text{ кгс/см}^2)$ эта разница увеличивается с сохранением знака до 8 т/ч (1,7 %).

Экспериментальные значения тепловой нагрузки теплофикационного отбора в среднем на 1,163 МВт (1 Гкал/ч) (соответствует 0,83 %) превосходят данные заводской диаграммы режимов. Максимальное отклонение, как и по расходу свежего пара, имеют место при повышенных значениях давления пара в камере теплофикационного отбора и составляют 3,255 МВт (2,8 Гкал/ч) (соответствует значению менее 1,6 %).

Результаты экспериментальных исследований в режимах работы по электрическому графику нагрузок при двухступенчатом подогреве сетевой воды (рисунок 4.12) позволили рассчитать коэффициент прироста электрической мощности при изменении тепловой нагрузки теплофикационного отбора при трех значениях давления пара в камере верхнего теплофикационного отбора.



Рисунок 4.12. Экспериментальные зависимости прироста электрической мощности при изменении тепловой нагрузки теплофикационного отбора турбоагрегата при двухступенчатом подогреве сетевой воды и работе по электрическому графику нагрузок: $\Delta N_{\rm T}$, MBT – прирост электрической мощности; $\Delta Q_{\rm T}$, Гкал/ч – изменение тепловой нагрузки регулируемого теплофикационного отбора; прочие обозначения те же, что на рисунке 4.11; $P_{\rm BTO}$, МПа (кгс/см²): • и 1 –0,237 (2,419); • и 2 – 0,213 (2,176); □ и 3 – 0,168 (1,709)

Указанный коэффициент K_{\Im} определяется как угловой коэффициент аппроксимирующих прямых в координатах « $\Delta N_{\rm T} - \Delta Q_{\rm T}$ » и традиционно измеряется в «кВт·ч/Гкал». Здесь важно отметить, что для большинства теплофикационных турбин определяется одно значение коэффициента K_{\Im} , усредненное для разных значений давления в пара в камере регулируемого отбора. В данном же случае выявлена существенная зависимость K_{\Im} от давления пара в камере теплофикационного отбора, поэтому, для повышения точности итоговой диаграммы режимов турбоагрегата, выполнено осреднение K_{\Im} на нескольких интервалах изменения указанного давления.

Для определения значений коэффициента K_{0} при значениях давления пара в камере верхнего теплофикационного отбора, меньших, чем обеспечены в испытаниях, проведены специальные расчеты. При этом сопоставлены данные по конденсационному режиму и теплофикационному режиму с двухступенчатым подогревом сетевой воды при одинаковых давлениях в камере верхнего теплофикационного отбора. Для каждого заданного значения давления в камере верхнего теплофикационного отбора определяется расход свежего пара и электрическая мощность при работе в конденсационном режиме. При том же значении давления в камере отбора при одинаковых значениях расхода свежего пара в конденсационном и теплофикационном режимах определялась электрическая мощность и тепловая нагрузка при работе в теплофикационном режиме по тепловому графику нагрузок. Изменение электрической мощности, отнесенное к тепловой нагрузке теплофикационного отбора, позволяет определить искомое значение углового коэффициента K_{0} . Результаты расчета коэффициента K_{0} двумя указанными способами (по результатам эксперимента и по результатам сопоставления данных для теплофикационного и конденсационного режимов) отражены на рисунке 4.13.

Невязка определения углового коэффициента K_{\Im} рассматриваемыми методами в зоне перекрытия данных по давлению в камере теплофикационного отбора не превосходит 1,2 %, что указывает на высокую точность результатов испытаний. В качестве усредненных для построения диаграммы режимов выбраны следующие значения коэффициента прироста мощности K_{\Im} : при $P_{\text{BTO}} < 0,0883$ МПа (0,9 кгс/см²) $K_{\Im} = 121,5$ кВт·ч/Гкал; при $P_{\text{BTO}} \ge 0,0883$ МПа (0,9 кгс/см²) $K_{\Im} = 144,6$ кВт·ч/Гкал.

Полученные таким образом экспериментальные и расчетные данные позволили рассчитать зависимости для итоговой диаграммы режимов работы турбоагрегата в теплофикационном режиме с двухступенчатым подогревом сетевой воды, приведенной на рисунке 4.14.



Рисунок 4.13. К определению коэффициента прироста электрической мощности при изменении тепловой нагрузки регулируемого отбора в зависимости от давления пара в камере верхнего теплофикационного отбора: сплошная линия – по результатам сопоставления данных для конденсационного и теплофикационного режимов; Δ и штриховая линия – по экспериментальным данным (см. рисунок 4.12); обозначения параметров указаны в тексте

В данном случае зависимости для режима работы по тепловому графику нагрузок приведены к фактическому расходу пара в ЧНД при закрытой регулирующей диафрагме. Учитывая приведенные выше пояснения по режиму охлаждения выхлопного патрубка турбины в режимах с малым пропуском пара в ЧНД, этот расход при максимальном значении давления пара перед диафрагмой (в камере нижнего теплофикационного отбора) 0,196 МПа (2,0 кгс/см²) приблизительно вдвое превосходит данные заводаизготовителя турбоагрегата.



Рисунок 4.14. Диаграмма режимов работы турбоагрегата при двухступенчатом подогреве сетевой воды: линии постоянной электрической мощности в нижнем квадранте: сплошные – $P_{\text{BTO}} \ge 0,0883$ МПа (0,9 кгс/см²), штриховые – $P_{\text{BTO}} < 0,0883$ МПа (0,9 кгс/см²); P_{BTO} , МПа (кгс/см²): 1 – 0,245 (2,5); 2 – 0,226 (2,3); 3 – 0,196 (2,0); 4 – 0,167 (1,7); 5 – 0,137 (1,4); 6 – 0,108 (1,1); 7 – 0,078 (0,8); 8 – 0,059 (0,6); штрихпунктирные линии – примеры пользования диаграммой режимов (ТГ и ЭГ – при работе соответственно по тепловому и электрическому графикам нагрузок); прочие обозначения те же, что на рисунке 4.11

В теплофикационном режиме с одноступенчатым подогревом сетевой воды при работе по тепловому графику нагрузок опыты проводились при степени открытия регулирующей диафрагмы ЧНД 10 мм: как указано выше, полное закрытие регулирующей

179

диафрагмы приводило к недопустимому уменьшению пропуска пара в конденсатор, перегреву металла выхлопного патрубка и непрерывному увеличению разности температур металла выхлопного патрубка слева и справа, что недопустимо по условиям безопасной эксплуатации турбоагрегата. При обработке экспериментальных данных выяснилось, что неполное закрытие регулирующей диафрагмы ЧНД в опытах привело к появлению увеличенных в сравнении с режимом «T-2» разбросов опытных точек в нижнем квадранте диаграммы режимов. Анализ причин появления указанных разбросов позволил заключить, что хотя сервомотор регулирующей диафрагмы в режимах теплового графика и не был задействован в системе регулирования, диафрагма все же допускала некоторые перемещения из-за наличия технологического люфта в приводе. Это и приводило к периодическим изменениям пропуска пара в ЧНД и, соответственно, к некоторому изменению электрической и тепловой нагрузок турбоагрегата. Для режима «T-2» из-за меньшей неравномерности потока пара перед регулирующей диафрагмой, чем в режиме «T-1» наблюдались меньшие колебания регулирующей диафрагмы в опытах при работе по тепловому графику нагрузок. В результате рассматриваемая особенность не привела к заметному ухудшению качества результатов испытаний.

Сделанный вывод подтверждает экспериментальная зависимость расхода пара в ЧНД турбины от давления пара в камере нижнего теплофикационного отбора (рисунок 4.15): экспериментальные данные для режима «T-2» ближе расположены к прямой, выходящей из начала координат (такая зависимость соответствует физической сущности процесса), чем для режима «T-1». Среднеквадратичное отклонение для режима «T-2» составляет 0,3 т/ч, а для режима «T-1» – 1,8 т/ч, то есть в шесть раз больше.

Учитывая изложенное, при обработке экспериментальных данных для режимов теплового графика нагрузок при одноступенчатом подогреве сетевой воды учитывалась дополнительная поправка к тепловой нагрузке регулируемого теплофикационного отбора $\Delta Q_{\rm T}$ на отклонение фактического пропуска пара в ЧНД от номинального. В качестве номинального расхода пара в ЧНД в зависимости от давления пара в камере нижнего теплофикационного отбора в условиях опыта принята линейная аппроксимация опытных данных, выполненная на рисунке 4.15.

180


Рисунок 4.15 Зависимость расхода пара в ЧНД от давления пара в камере нижнего теплофикационного отбора в режимах работы по тепловому графику нагрузок: $G_{\text{ЧНД}}$, т/ч – расход пара в ЧНД; $p_{\text{НТО}}$, МПа – абсолютное давление пара в камере нижнего теплофикационного отбора; • и Δ – экспериментальные данные для режимов соответственно «T-1» и «T-2»; линия – линейная аппроксимация опытных данных

По результатам обработки экспериментальных данных, выполненной с учетом сделанного замечания, построены зависимости диаграммы режимов работы турбоагрегата в теплофикационном режиме с одноступенчатым подогревом сетевой воды по тепловому графику нагрузок (рисунок 4.16). Заводская диаграмма режимов для режима «T-1» отсутствует, поэтому сопоставление экспериментальных данных с данными завода изготовителя в данном случае не выполняется.

Результаты опытов при работе по электрическому графику нагрузок в режиме «T-1» отражены на рисунке 4.17. Значения коэффициента прироста электрической мощности при изменении тепловой нагрузки теплофикационного отбора K_3 , кВт·ч/Гкал, определены следующим образом: при давлениях в камере нижнего теплофикационного отбора, охваченных испытаниями – по результатам анализа экспериментальных данных; при меньших давлениях в камере нижнего теплофикационного отбора – на основе расчетного анализа показателей работы промежуточного отсека и ЧНД турбины. Получены следующие усредненные значения K_3 : при $p_{\rm HTO} < 0,0686$ МПа (0,7 кгс/см²) $K_3 = 93,5$ кВт·ч/Гкал; при $p_{\rm HTO} \ge 0,0686$ МПа (0,7 кгс/см²) $K_3 = 111,3$ кВт·ч/Гкал. По по-

лученным данным построена итоговая диаграмма режимов турбоагрегата для режима «T-1» (рисунок 4.18).



Рисунок 4.16. Диаграмма режимов работы турбоагрегата при одноступенчатом подогреве сетевой воды и работе по тепловому графику нагрузок: $p_{\rm HTO}$, МПа (кгс/см²) – абсолютное давление пара в камере нижнего теплофикационного отбора: • и 1 – 0,174 (1,774); \blacktriangle и 2 – 0,153 (1,560); \square и 3 – 0,135 (1,375); \blacklozenge и 4 – 0,109 (1,107); • и 5 – 0,082 (0,841); \triangle и 6 – 0,065 (0,667); \blacksquare и 7 –0,055 (0,558); прочие обозначения те же, что на рисунке 4.11



Рисунок 4.17. Экспериментальные зависимости прироста электрической мощности при изменении тепловой нагрузки теплофикационного отбора турбоагрегата при одноступенчатом подогреве сетевой воды и работе по электрическому графику нагрузок: $p_{\rm HTO}$, МПа (кгс/см²): • и 1 –0,152 (1,555); • и 2 – 0,112 (1,141); \Box и 3 – 0,064 (0,656); прочие обозначения те же, что на рисунках 4.12 и 4.16



Рисунок 4.18. Диаграмма режимов работы турбоагрегата при одноступенчатом подогреве сетевой воды: линии постоянной электрической мощности в нижнем квадранте: сплошные – $p_{\text{HTO}} \ge 0,0686$ МПа (0,7 кгс/см²), штриховые – $p_{\text{HTO}} < 0,0686$ МПа (0,7 кгс/см²); p_{HTO} , МПа (кгс/см²): 1 – 0,196 (2,0); 2 – 0,167 (1,7); 3 – 0,147 (1,5); 4 – 0,127 (1,3); 5 – 0,108 (1,1); 6 – 0,088 (0,9); 7 – 0,069 (0,7); 8 – 0,049 (0,5); прочие обозначения те же, что на рисунках 4.14 и 4.16

4.2.5. Использование результатов испытаний для повышения эффективности работы турбоустановки Tn-115/125-130-1mn TM3

Полученные экспериментальные данные о теплотехнических показателях работы турбоагрегата, а также результаты их предварительной обработки, описанные в предыдущем разделе, использованы для разработки комплекта нормативных энергетических характеристик турбоагрегата Тп-115/125-130-1тп ТМЗ ст. № 2 Йошкар-Олинской ТЭЦ-2, утвержденных в составе нормативно-технической документации по топливоиспользованию указанной электростанции.

Полученные нормативные энергетические характеристики использованы для расчета номинальных значений показателей тепловой экономичности турбоагрегата в процессе эксплуатации. В ходе сопоставления фактических и номинальных значений отдельных показателей по алгоритмам, изложенным в руководящих документах [288, 289], вычислены составляющие резерва тепловой экономичности – значения экономии или перерасхода условного топлива за отчетный период из-за отклонения отдельных показателей турбоагрегата при его эксплуатации от нормативных значений тех же показателей. Для Йошкар-Олинской ТЭЦ-2 такие расчеты проведены помесячно за год. В результате выявлены устранимые резервы тепловой экономичности по турбоагрегату в количестве 1 963 т у.т./год (таблица 4.1).

Таблица 4.1

Результаты расчета составляющих резерва тепловой экономичности турбоагрегата Тп-115/125-130-1тп ТМЗ ст. № 2 Йошкар-Олинской ТЭЦ-2

Составляющие резерва тепловой экономичности турбоагрегатов,							
тонн топлива в условном исчислении за год							
Суммарно	Из-за отклонения параметров						
из-за откло-	давле-	темпе-	давления	темпе-	нали-	давлен	ия пара
нения пара-	ния	ратуры	пара в	ратуры	чия не-	в конденсаторе	
метров и	свеже-	свеже-	регули-	пита-	плано-	всего	в том числе,
технического	го пара	го пара	руемых	тельной	вых		конечного
состояния			отборах	воды	пусков		температур-
							ного напора
1963	-623	366	-1	447	0	2343	2915

Результаты испытаний рассматриваемого турбоагрегата, а также отдельные зависимости из разработанного комплекта нормативных энергетических характеристик используются при эксплуатации аналогичной турбоустановки на Ярославской ТЭЦ-2.

4.2.6. Результаты деаэрационных испытаний конденсационной установки турбоагрегата Tn-115/125-130-1mn TM3

Проведенные тепловые балансовые испытания турбоагрегата Тп-115/125-130-1тп ТМЗ ст. № 2 Йошкар-Олинской ТЭЦ-2 были совмещены с деаэрационными испытаниями конденсационной установки рассматриваемой турбины. Это позволило с высокой степенью точности определить расходы и параметры теплоносителей в технологической схеме конденсационной установки.

Собственно деаэрационные испытания конденсатора предполагали измерение массовой концентрации растворенного кислорода в турбинном конденсате на напоре конденсатных насосов. Измерение производилось амперометрическим методом с использованием переносного кислородомера МАРК-302Т. Метрологические характеристики метода измерения и используемого средства измерения описаны ранее (таблицы 2.3 и 2.4). Измерения производились в сериях опытов «К», «Т1ТГ», «Т1ЭГ», «Т2ТГ» и «Т2ЭГ».

Результаты испытаний отражены на рисунке 4.19. Характер полученной зависимости в целом соответствуют результатам исследований, проведенных на теплофикационных турбинах другими авторами [215]. При уменьшении удельной тепловой нагрузки конденсатора наблюдается увеличение массовой концентрации растворенного в турбинном конденсате кислорода. При этом нормативное значение рассматриваемой концентрации (20 мкг/дм³) не обеспечивается в большинстве режимов работы турбоагрегата.

При испытаниях турбоагрегата выполнялись измерения массовой концентрации растворенного кислорода и в других потоках конденсата (конденсате регенеративных и сетевых подогревателей, некоторых дренажах по тепловой схеме турбины). Полученные при этом данные будут обсуждаться в следующей главе диссертации.



Рисунок 4.19. Экспериментальная зависимость массовой концентрации растворенного кислорода в турбинном конденсате на напоре конденсатных насосов от удельной тепловой нагрузки конденсатора: C_{O2} , мкг/дм³ – массовая концентрация растворенного кислорода; q, кВт/м² – удельная тепловая нагрузка конденсатора; точки – экспериментальные данные

4.3. Испытания турбоагрегата ПТ-12-35/10М КТЗ ОАО «Северсталь»

4.3.1. Характеристика турбоустановки ПТ-12-35/10М КТЗ

и метрологическое обеспечение испытаний

Тепловая схема турбоагрегата ПТ-12-35/10М в период испытаний приведена на рисунке 4.20. Технические характеристики установки приведены в разделе П.3.2 Приложения 3. Метрологическое обеспечение испытаний в части определения теплотехнических параметров описано в таблице П.3.2.2 Приложения 3.

Совместно с проведением тепловых испытаний турбоустановки проведены деаэрационные испытания конденсационной установки. Поскольку турбоагрегат работает на паре, полученном из химически очищенной воды, концентрация свободной угольной кислоты в свежем паре оказывается существенной. Это дает возможность изучить процессы удаления из турбинного конденсата в конденсаторе не только растворенного кислорода, но и свободного диоксида углерода. Для этого в условиях опытов выполнялись измерения в турбинном конденсате массовой концентрации растворенного кислорода и свободной угольной кислоты (в пересчете на диоксид углерода). Методы и средства измерения химических параметров соответствуют описанным в таблицах 2.3 и 2.4.



Рисунок 4.20. Тепловая схема турбоустановки с турбиной ПТ-12-35/10М в период проведения испытаний: СК, РК – стопорные и регулирующие клапаны; Т/а – турбоагрегат; КЭН – конденсатный насос; РУК – регулятор уровня в конденсаторе; ПНД – подогреватель низкого давления

4.3.2. Методики проведения испытаний и обработки экспериментальных данных по турбоустановке ПТ-12-35/10М КТЗ

Испытания проведены методом активного эксперимента. При этом, учитывая отсутствие теплофикационного отбора на исследуемой турбине, проведены следующие серии опытов: тарировочные (серия «Т»), при работе в конденсационном режиме (серия «К») и при работе в режиме с отпуском тепла в производственный отбор (серия «П»). Общие условия проведения опытов соответствовали требованиям, предъявляемым к испытаниям по первой категории сложности (см. раздел 4.2.2).

Каждый опыт длился не менее 1 часа. В ходе каждого опыта контролируемые параметры измерялись с шагом по времени не более 90 секунд. За опыт было получено не

188

менее 36 первичных результатов замеров каждого параметра. Методика первичной обработки результатов измерения параметров потоков теплоносителей в опытах соответствовала изложенной в разделе 2.2.1. Окончательные результаты измерения параметров в опытах в диссертации не приводятся ввиду большого занимаемого ими объема.

Окончательные результаты измерения параметров в опытах приведены к номинальным условиям, в качестве которых приняты следующие:

- давление свежего пара перед стопорным клапаном 34,0 кгс/см² (абс.);
- температура свежего пара перед стопорным клапаном 390 °C;
- давление отработавшего пара в конденсаторе 0,09 кгс/см² (абс.);
- ПВД отсутствует;
- регулятор давления пара в теплофикационном отборе отключен;
- регулирующая диафрагма ЧНД полностью открыта;
- давление пара в камере производственного отбора 10 кгс/см² (абс.).

При приведении результатов испытаний к номинальным условиям использовался алгоритм при постоянном расходе свежего пара, изложенный в разделе 4.2.3. Поправки к мощности на отклонение значений внешних факторов от фиксированных условий, необходимые для выполнения расчетов, приняты по заводской технической документации к турбоагрегату.

При сведении материальных балансов по турбоустановке и отдельным участкам тепловой схемы в условиях опытов использованы результаты тарировочных опытов, в которых определены поправки к показаниям расходомеров основных потоков по турбоустановке.

4.3.3. Основные теплотехнические характеристики турбоустановки ПТ-12-35/10М КТЗ по результатам испытаний

Основные энергетические характеристики турбоагрегата для конденсационного режима работы приведены на рисунках 4.21, 4.22.

Диаграмма режимов для конденсационного режимов работы турбоагрегата (рисунок 4.21), полученная в ходе испытаний, сопоставлена с данными завода-изготовителя, приведенными к номинальным условиям, выбранным в качестве исходных при построении энергетических характеристик. Отклонение экспериментальных значений расхода свежего пара от результатов расчета, выполненных заводом-изготовителем, не превос-



ходит 0,5 т/ч (в сторону ухудшения экономичности). Данные о тепловой экономичности турбоустановки в заводской технической документации на турбину отсутствуют.

Рисунок 4.21. Диаграмма режимов для конденсационного режима работы турбоагрегата: G_0 , т/ч – расход свежего пара на турбину; $N_{\rm T}$, кВт – электрическая мощность турбогенератора; точки – экспериментальные данные, приведенные к номинальным условиям; сплошная линия – аппроксимация экспериментальных данных (метод наименьших квадратов); пунктирная линия – данные завода-изготовителя после приведения к номинальным условиям



Рисунок 4.22. Энергетическая характеристика турбоагрегата при работе в конденсационном режиме: q_{T}^{6p} , кДж/(кВт·ч) – удельный расход тепловой энергии брутто на выработку электроэнергии, рассчитанный по экспериментальным данным после приведения их к номинальным условиям; прочие обозначения – те же, что на рисунке 4.21

Для построения диаграммы режимов турбоагрегата при работе в режиме «П» полученные в ходе экспериментальных исследований данные в четырех сериях опытов, проведенных при различных уровнях нагрузки производственного отбора, приведены к средним значениям расхода пара в производственный отбор в каждой серии опытов. Дополнительно расчетным путем определен участок диаграммы режимов при максимальном расходе пара в производственный отбор 80 т/ч. Кроме того, при обработке экспериментальных данных в некоторых режимах введены поправки на отклонение расхода пара в часть среднего давления. Полученная таким образом диаграмма режимов турбоагрегата приведена на рисунке 4.23. Сопоставление экспериментальных данных с результатами расчетов, выполненных заводом-изготовителем, не производилось ввиду отсутствия последних.



Рисунок 4.23. Диаграмма режимов турбоагрегата для режима «П»: G_{Π} и $G_{\text{ЧСД}}$, т/ч – расход пара в производственный отбор и на входе в часть среднего давления турбины соответственно; точки – экспериментальные данные, приведенные к средним по сериям опытов значениям G_{Π} (• – $G_{\Pi} = 0$; • – $G_{\Pi} = 22,5$ т/ч; • – $G_{\Pi} = 44,4$ т/ч; • – $G_{\Pi} = 67$ т/ч); линии – аппроксимация экспериментальных данных (метод наименьших квадратов): сплошные – линии постоянных значений G_{Π} ; пунктирные – линии постоянных значений $G_{\Psi C \Pi}$; прочие обозначения те же, что на рисунке 4.21

По полученных в ходе испытаний данным о теплотехнических характеристиках турбоустановки разработан комплекс её нормативных энергетических характеристик, который используется в ОАО «Северсталь» при оценке фактического уровня тепловой экономичности турбоустановки.

4.3.4. Результаты деаэрационных испытаний конденсационной установки турбоагрегата ПТ-12-35/10М КТЗ

Перед рассмотрением результатов деаэрационных испытаний конденсационной установки турбины необходимо отметить, что перед испытаниями произведен ремонт конденсационной установки с заменой трубной системы конденсатора, полной заменой охладителей эжекторов, а также выполнена проверка герметичности вакуумной системы турбины. Расход воздуха с присосами в вакуумную систему, определенный с использованием воздухомера дроссельного типа, установленного на выхлопе паровоздушной

смеси из охладителя основного эжектора в атмосферу, составил 7,55 кг/ч при нормативном значении 8,78 кг/ч.

По результатам деаэрационных испытаний выявлено следующее:

– массовая концентрация растворенного кислорода в турбинном конденсате удовлетворяет нормам (20 мкг/дм³) во всем диапазоне нагрузок конденсатора (рисунок 4.24,а);

 концентрация диоксида углерода при любых тепловых нагрузках конденсатора не уменьшается менее 300 мкг/дм³ (рисунок 4.24,б).



Рисунок 4.24. Зависимость массовых концентраций растворенного кислорода (а) и свободной угольной кислоты в пересчете на диоксид углерода (б) в турбинном конденсате от расхода пара в конденсатор: C_{O2} и C_{CO2} – массовая концентрация в турбинном конденсате соответственно растворенного кислорода и свободной угольной кислоты в пересчете на диоксид углерод; q, кВт/м² – удельная тепловая нагрузка конденсатора; точки – окончательные результаты измерения параметров в опытах; сплошные линии – аппроксимация экспериментальных данных (метод наименьших квадратов)

При указанных на рисунке 4.24 концентрациях свободной угольной кислоты (при безаммиачном вводно-химическом режиме конденсатно-питательного тракта) значение pH_{25} турбинного конденсата близко к 6,0. В этих условиях даже с учетом малых температур конденсата необходимо считаться с опасностью углекислотной коррозии тракта регенерации низкого давления [2, 5, 6].

Анализ причин выявленной низкой эффективности работы конденсатора по удалению из теплоносителя свободной угольной кислоты показал, что массовая концентрация этого компонента в турбинном конденсате заметно увеличивается при уменьшении нагрузки основного эжектора (рисунок 4.25). Необходимо отметить, что «запаривание» эжекторов в ходе испытаний не зафиксировано.



Рисунок 4.25. Зависимость массовой концентрации свободной угольной кислоты в пересчете на диоксид углерода в турбинном конденсате от относительной нагрузки основного эжектора: d_{3*} – относительная нагрузка основного эжектора по рабочему пару; прочие обозначения те же, что на рисунке 4.24

Таким образом, воздухоудаляющее устройство рассматриваемой турбины позволяет поддерживать массовую концентрацию растворенного кислорода в турбинном конденсате не более нормативного значения 20 мкг/дм³ во всех режимах работы. Однако при этом выявлено низкое качество турбинного конденсата по содержанию свободной углекислоты. Это означает, что ограниченные воздухоудаляющим устройством режимы работы конденсатора по десорбции свободного диоксида углерода в сравнении с десорбцией растворенного кислорода наблюдаются в существенно более широком диапазоне нагрузок конденсатора.

Можно полагать, что производительность воздухоудаляющего устройства конденсационной установки при работе турбины на свежем паре с относительно большой концентрацией свободной углекислоты (в рассматриваемом случае значение этой концентрации составляло от 35 до 40 мг/дм³) необходимо выбирать с учетом деаэрационной способности конденсатора по диоксиду углерода. В настоящее время этот вывод особенно актуален для паровых турбин проектируемых парогазовых энергоблоков малой мощности с котлами утилизаторами, работающими на умягченной воде. Полученные данные позволяют выбирать воздухоудаляющие устройства конденсационной установки большей производительности, обеспечивающие эффективное удаление из турбинного конденсата свободной угольной кислоты. Этот вывод был проведен на практике. Для этого проведены дополнительные опыты при включении в работу обоих воздухоудаляющих устройств. При этом выявлено, что массовая концентрация растворенного кислорода в турбинном конденсате практически не изменилась (3–5 мкг/дм³), а массовая концентрация свободной угольной кислоты уменьшилась до значений около 50 мкг/дм³.

Рекомендации по повышению эффективности деаэрации конденсата в конденсаторе турбины ПТ-12-35/10М КТЗ приняты к реализации в ОАО «Северсталь». При этом, кроме увеличения производительности воздухоудаляющих устройств конденсатора, разработаны рекомендации по наладке системы охлаждения конденсатора для исключения переохлаждения турбинного конденсата. Последнее обусловливает уменьшение затрат пара на ПНД турбины с соответствующим увеличением при прочих равных условиях выработки электроэнергии на 337,4 тыс. кВт·ч в год (экономический эффект 0,6 млн. руб/год).

4.4. Разработка и апробация способа идентификации математических моделей теплообмена, используемых в существующих методиках поверочного теплового расчета конденсаторов паровых турбин, по малой выборке экспериментальных данных

4.4.1. Постановка задачи

В первой главе диссертации показано, что для эффективного использования предложенной А.Г. Шемпелевым, П.В. Иглиным [215–223] методики расчета процесса десорбции растворенного кислорода из турбинного конденсата в конденсаторах паровых турбин необходимо с достаточной точностью определять показатели энергетических характеристик конденсаторов.

Энергетические характеристики конденсаторов включают зависимости давления отработавшего пара в переходном патрубке (горловине) конденсатора и недогрева охлаждающей воды до температуры насыщения в паровом пространстве конденсатора

от расхода пара в конденсатор, температуры охлаждающей воды на входе и расхода охлаждающей воды через конденсатор [235, 291].

Такие характеристики могут быть получены, например, в ходе тепловых балансовых испытаний турбины. Однако проведение тепловых испытаний конденсаторов для разработки их энергетических характеристик обычно вызывает затруднения, обусловленные следующим: сложностью поддержания на заданном уровне и измерения расхода охлаждающей воды через конденсатор, необходимостью проведения испытаний в течение года для охвата условиями опытов всего эксплуатационного диапазона температур охлаждающей воды на входе в конденсатор, сложностью обеспечения требуемых расходов пара в конденсатор ввиду работы турбин по заданному графику электрической нагрузки. Кроме того, проведение испытаний конденсатора требует реализации большого числа опытов. Например, даже при проведении испытаний турбоагрегата Tn-115/125-130-1тп TM3 Йошкар-Олинской ТЭЦ-2, результаты которых описаны в настоящей главе, реализовано 92 опыта. Такого количества опытов недостаточно для построения энергетических характеристик конденсатора непосредственного по экспериментальным данным.

Ввиду наличия указанных ограничений разработку энергетических характеристик конденсаторов осуществляют по результатам их поверочных тепловых расчетов. Различные методики поверочного теплового расчета (МПТР): Всероссийского теплотехнического института (методика ВТИ); Калужского турбинного завода (методика КТЗ), Уральского политехнического института (методика УГТУ-УПИ), – позволяют получить наилучшие результаты для конденсаторов разных типов. Однако при решении практических задач все равно необходима адаптация выбранной базовой МПТР к условиям работы и техническому состоянию конкретного конденсатора, что в определенной степени естественно и объясняется сложностью конструктивного исполнения конденсаторов и сложностью реализуемых в них технологических процессов. Учитывая указанные сложности проведения тепловых испытаний конденсаторов, эта задача должна решаться с опорой на малую выборку экспериментальных данных, представленную результатами экспресс-испытаний конденсатора либо данными эксплуатационных наблюдений.

Разработка способа идентификации математических моделей конденсаторов паровых турбин, используемых в существующих методиках поверочного теплового расчета, по малой выборке экспериментальных данных и апробация методики применительно к

196

нескольким объектам с оценкой адекватности математической модели после идентификации составляет задачу настоящего этапа работы.

4.4.2. Описание предлагаемого способа

Основную проблему при выполнении поверочного теплового расчета конденсатора составляет получение количественной оценки среднего по поверхности теплообмена коэффициента теплопередачи. Различные МПТР конденсаторов обеспечивают расчет значений указанной характеристики с той или иной степенью соответствия экспериментальным данным.

При разработке энергетических характеристик конденсаторов часто можно установить, что величины отклонений результатов расчета по выбранной МПТР от экспериментальных данных как по абсолютному давлению в паровом пространстве p_{κ} , так и по недогреву воды до температуры насыщения δt оказываются зависимыми от значений режимных параметров или составленных из них комплексов. Такую зависимость можно установить, используя методы исследования остатков при разработке регрессионных зависимостей [372–379]. Средний по поверхности теплообмена конденсатора коэффициент теплопередачи K_{cp} также зависим от режимных параметров, что позволяет записать функциональные зависимости для основных параметров энергетических характеристик в виде

$$(p_{\kappa},\delta t) = f_1(t_{1B}; W; D_{\kappa}; K_{cp} \cdot \Delta K); \ \Delta K = f_2(\Pi_j), \tag{4.3}$$

где под функцией f_1 подразумевается применяемая в конкретном случае МПТР; t_{1_B} – температура охлаждающей воды перед конденсатором; W и D_{κ} – расходы соответственно охлаждающей воды и пара в конденсатор; ΔK – поправочный множитель к K_{cp} , учитывающий отклонение результатов расчета от экспериментальных данных; f_2 – регрессионная зависимость, получаемая в ходе исследования остатков при анализе разностей расчетных и экспериментальных значений p_{κ} и δt ; Π_j – в принципе, любой параметр, характеризующий работу конденсатора, или составленный из них комплекс.

При такой постановке задачи один и тот же поправочный множитель ΔK влияет на рассогласование экспериментальных и расчетных значений как по p_{κ} , так и по δt . Поэтому при определении функции f_2 необходимо в качестве критерия оптимизации использовать минимум некоторого составного критерия, учитывающего рассогласование экспериментальных и расчетных значений по двум разным параметрам при условиях одних и тех же опытов. Наиболее просто задача решается при использовании аддитивного $F_{\Sigma a}$ или мультипликативного $F_{\Sigma m}$ критериев оптимизации, записываемых в виде

$$F_{\Sigma a} = a \left(p_{\kappa}^{p} - p_{\kappa}^{\vartheta} \right)^{2} + b \left(\delta t^{p} - \delta t^{\vartheta} \right)^{2} \rightarrow \min; \ F_{\Sigma m} = \left[\left(p_{\kappa}^{p} - p_{\kappa}^{\vartheta} \right)^{2} \right]^{c} \left[\left(\delta t^{p} - \delta t^{\vartheta} \right)^{2} \right]^{d} \rightarrow \min, \quad (4.4)$$

где *a*, *b*, *c* и *d* – положительные коэффициенты, определяющие вклад в критерий оптимизации рассогласований по p_{κ} и δt ; индексы «р» и «э» указывают соответственно на расчетное и экспериментальное значения.

Выбор значений весовых коэффициентов *a*, *b*, *c* и *d* является отдельной задачей, при решении которой важно не допустить поглощения одним критерием другого. Выбор весовых коэффициентов является во многом интуитивным, то есть субъективным.

Таким образом, задача идентификации математической модели конденсатора по результатам его натурных испытаний или эксплуатационных наблюдений состоит в следующем: для конденсатора с заданными конструктивными и эксплуатационными характеристиками требуется рассчитать параметры энергетических характеристик, обеспечив минимальное рассогласование между результатами их расчета и экспериментальными данными. Решение задачи предлагается выполнять в такой последовательности.

1. Выбор базовой МПТР конденсатора. Процедура выбора базируется на опыте расчетчика либо может быть формализована с использованием методов статистического анализа данных, например по критерию Фишера [372, 374, 375]. В последнем случае используются результаты натурных испытаний или эксплуатационных наблюдений, для каждого i-го из N опытов которых должны быть известны экспериментальные значения t_{1n}^{3} , W_{i}^{3} , $D_{\kappa i}^{3}$, $p_{\kappa i}^{3}$, δt_{i}^{3} . Для условий каждого опыта с использованием выбранной базовой МПТР необходимо получить расчетные значения $p_{\kappa i}^{p}$ и δt_{i}^{p} . Далее выполняется проверка адекватности математической модели раздельно по расчету p_{κ} и δt : вычисляются значения несмещенных оценок дисперсий относительно среднего \overline{S}_{p}^{2} и $\overline{S}_{\delta t}^{2}$ [372, 374, 375, 378]; поскольку дисперсия воспроизводимости, как правило, не известна (получение данных в параллельных опытах затруднено из-за сложности поддержания режимных параметров работы конденсатора на заданном уровне), критерий Фишера рассчитывается через остаточную дисперсию \overline{S}_{ocrp}^{2} и $\overline{S}_{ocm\delta t}^{2}$ (вычисляются при числе степеней свободы (N - k), где k = 3 – количество факторов, включенных в модель); значения

критериев Фишера по расчету абсолютного давления пара в конденсаторе $F_p = \overline{S}_p^2 / \overline{S}_{ocr\,p}^2$ и расчету конечного температурного напора конденсатора $F_{\delta t} = \overline{S}_{\delta t}^2 / \overline{S}_{ocr\,\delta t}^2$ сравниваются с критическими значениями критерия Фишера, полученными при числе степеней свободы $v_1 = (N - 1)$, $v_2 = (N - k)$ и выбранном уровне значимости α (обычно $\alpha = 0,05$) [372, 374, 375]. В ходе анализа возможны ситуации, при которых модель может оказаться адекватной только по одной из функций отклика, являться неадекватной или адекватной по обеим функциям отклика. В первых двух случаях выбор МПТР для дальнейших расчетов сводится к субъективной оценке расчетчика.

2. Идентификация математической модели по условиям опытов. Используется выбранная в качестве базовой МПТР с той разницей, что при условиях каждого i-го опыта к коэффициенту теплопередачи $K_{cp i}$ вводится поправочный множитель ΔK_i , вычисляемый в соответствии с принятым критерием оптимизации (4.4).

3. Разработка эмпирического обеспечения модели. Под разработкой эмпирического обеспечения модели понимается нахождение зависимости вычисленного на предшествующем этапе параметра идентификации ΔK от какого-либо режимного, конструктивного параметра конденсатора или комплекса, составленного из нескольких параметров. В общем случае эту зависимость можно представить, например, в мультипликативном виде: $\Delta K = m_0 \Pi_1^{m_1} \Pi_2^{m_2} \Pi_3^{m_3} \dots \Pi_d^{m_d}$, где d – количество выбранных факторов Π_i ; m_0 , m_1 , m_2 , m_3 ... m_d – коэффициенты регрессии. Нахождение значений коэффициентов регрессии осуществляется методами множественной линейной регрессии после логарифмирования приведенного выражения для ΔK [372–379].

4. Проверка адекватности идентифицированной математической модели – базовой МПТР с введением поправки Δ*K* к коэффициенту теплопередачи, рассчитываемой по полученному на предшествующем этапе уравнению регрессии. Проверка адекватности производится по критерию Фишера аналогично процедуре, описанной в пункте 1 описываемого алгоритма.

4.4.3. Разработка программного комплекса «Поверочный тепловой расчет и обработка результатов испытаний конденсаторов паровых турбин»

Предложенная и описанная в предыдущем разделе методика реализована в прикладном программном комплексе «Поверочный тепловой расчет и обработка результатов испытаний конденсаторов паровых турбин» [436]. Подробное описание программного комплекса приведено в Приложении 4.

4.4.4. Апробация предлагаемого способа 4.4.4.1. Турбоагрегат Тп-115/125-130-1тп ТМЗ Йошкар-Олинской ТЭЦ-2

Рассмотрим результаты использования предложенного способа для построения энергетических характеристик конденсатора турбоагрегата Тп-115/125-130-1тп ТМЗ Йошкар-Олинской ТЭЦ-2, по которому ранее нами проведены тепловые испытания по первой категории сложности, т.е. получены экспериментальные данные, характеризуемые относительно высокими показателями точности и прецизионности.

Для демонстрации эффективности разработанного способа идентификации математических моделей теплообмена, используемых в существующих методиках поверочного теплового расчета конденсаторов паровых турбин, по малой выборке экспериментальных данных выбор базовой МПТР и её идентификация выполнены не по результатам проведенных испытаний, а по данным эксплуатационных наблюдений – выборке фактических показателей работы установки за месяц, предшествующий проведению испытаний; выборку составили данные по 32 опытам, при этом выбирались режимы, отличающиеся паровой нагрузкой конденсатора, расходом охлаждающей воды и её температурой за градирнями (на входе в конденсатор). Собственно результаты тепловых испытаний, в которых отражены показатели работы конденсационной установки в 92 опытах, использованы впоследствии для оценки адекватности модели, полученной по указанной малой выборке эксплуатационных данных.

В качестве базовой МПТР выбрана методика ВТИ при коэффициенте чистоты поверхности теплообмена конденсатора, равном 0,785, поскольку при критическом значении критерия Фишера 1,84 адекватность рассмотренных базовых МПТР характеризуется следующими значениями критерия Фишера по давлению в конденсаторе: методика ВТИ – 1,65; методика КТЗ – 1,39; методика УГТУ-УПИ – 1,01. При идентификации базовой МПТР в качестве определяющих факторов, согласно опубликованным данным Шемпелева А.Г., Иглина П.В. [215], выбран единственный параметр – удельная тепловая нагрузка конденсатора *q*. При вычислении значений поправочных множителей ΔK_i , отраженных на рисунке 4.26, в качестве критерия оптимизации использован аддитивный критерий $F_{\Sigma a}$ (4.4), весовые коэффициенты *a* и *b* в котором приняты равными единице (поскольку при измерении давления в килопаскалях, а недогрева воды – в градусах Цельсия отклонения $(p_{\kappa}^{p} - p_{\kappa}^{3})$ и $(\delta t^{p} - \delta t^{3})$ сопоставимы по величине). Эмпирическое обеспечение модели представлено в данном случае полиномом третьего порядка, уравнение которого приведено на рисунке 4.26.



Рисунок 4.26. Значения поправочного множителя ΔK_i , ед., к коэффициенту теплопередачи, рассчитываемому по базовой МПТР, в зависимости от удельной тепловой нагрузки конденсатора q, кВт/м²: точки – результаты расчета при условиях разных опытов; линия – аппроксимация опытных данных (метод наименьших квадратов)

Результаты расчета энергетических характеристик конденсатора по базовой МПТР после введения в неё найденной для поправочного коэффициента зависимости $\Delta K = f(q)$ приведены на рисунке 4.27.



Рисунок 4.27. Энергетические характеристики конденсатора КГ1-3100 турбоагрегата Тп-115/125-130-1тп ТМЗ, рассчитанные по базовой МПТР с введением поправочного множителя к коэффициенту теплопередачи $\Delta K = f(q)$ при $W = 7500 \text{ м}^3/\text{ч}$ в эксплуатационном диапазоне температуры охлаждающей воды перед конденсатором: t_s – температура насыщения при расчетном давлении в конденсаторе

Для полученной таким образом модели выполнена проверка адекватности по критерию Фишера в два этапа: а) при использовании в качестве экспериментальных данных тех же результатов эксплуатационных наблюдений в 32 опытах, по которым выполнена идентификация модели; при этом модель признана адекватной как по расчету $p_{\rm k}$, так и

202

по расчету δt (критерии Фишера составили соответственно 42,7 и 15,1 при критическом значении 1,84); б) при использовании данных проведенных тепловых испытаний турбины в 92 опытах, не задействованных на этапе идентификации математической модели; при этом модель также признана адекватной (критерии Фишера составили соответственно 28,6 и 8,4 при критическом значении 1,42).

Необходимо отметить, что полученный характер зависимости $t_s=f(q)$ качественно соответствует данным других авторов [215], указывающим на наличие двух характерных зон режимной характеристики конденсатора. Излом характеристик при малых значениях q объясняется относительно большим влиянием присосов воздуха в вакуумную систему турбоустановки.

4.4.4.2. Турбоагрегат ПТ-12-35/10М КТЗ ОАО «Северсталь»

Аналогичные результаты получены по конденсатору КП-540/2 турбоагрегата ПТ-12-35/10М КТЗ с той разницей, что в качестве базовой МПТР в этом случае принята методика УГТУ-УПИ. Значения поправочного множителя ΔK_i в имеющихся 13 опытах, принятая для дальнейших расчетов аппроксимирующая зависимость $\Delta K = f(q)$, а также результаты расчета энергетических характеристик конденсатора в эксплуатационном диапазоне температур воды перед конденсатором приведены на рисунке 4.28. Идентифицированная по результатам испытаний базовая МПТР признана адекватной: при критическом значении критерия Фишера 2,84 значения критерия Фишера по расчету p_{κ} и δt составили соответственно 153,7 и 17,2.

4.4.4.3. Турбоагрегат К-220-44 ХТГЗ Кольской АЭС

Порядок и результаты использования предложенного подхода для разработки энергетических характеристик конденсатора К-8170 турбины К-220-44 ХТГЗ Кольской АЭС рассмотрены при описании функциональных возможностей разработанного программного комплекса «Поверочный тепловой расчет и обработка результатов испытаний конденсаторов паровых турбин» в Приложении 4.

В данном случае в качестве определяющего фактора при идентификации модели выбран расход охлаждающей воды через конденсатор, в качестве базовой МПТР – методика УГТУ-УПИ. Модель после идентификации признана адекватной: при критиче-

ском значении критерия Фишера 3,79 значения критерия Фишера по расчету p_{κ} и δt составили соответственно 297 и 354.



Рисунок 4.28. Результаты расчета энергетических характеристик конденсатора КП-540/2 турбоагрегата ПТ-12-35/10М КТЗ: обозначения те же, что на рисунках 4.26 и 4.27

4.4.4.4. Турбоагрегат ПТ-60-130 ЛМЗ Костромской ТЭЦ-2

Рассматривается конденсатор 50 КЦС-4 турбоагрегата ПТ-60-130 ЛМЗ Костромской ТЭЦ-2. При идентификации модели использованы результаты эксплуатационных наблюдений, описывающие работу конденсатора в 20 различных режимах. В качестве базовой МПТР выбрана методика УГТУ-УПИ, а в определяющим фактором при идентификации модели – удельная тепловая нагрузка конденсатора.

Эмпирическое обеспечение модели представлено полиномом второго порядка, уравнение которого приведено на рисунке 4.29. После идентификации модель признана адекватной: при критическом значении критерия Фишера 2,32 значения критерия Фишера по расчету p_{κ} и δt составили соответственно 115,1 и 31,8.



Рисунок 4.29. К разработке эмпирического обеспечения модели конденсатора 50 КЦС-4 турбоагрегата ПТ-60-130 Костромской ТЭЦ-2: обозначения те же, что на рисунке 4.26

Итоговые энергетические характеристики конденсатора показаны на рисунке 4.30 непосредственно в рабочем окне программного комплекса.

Таким образом, результаты исследований, проведенных для турбоагрегатов различных типов, доказывают применимость предложенного способа построения энергетических характеристик конденсатора по малой выборке экспериментальных данных. Разработанная методика и средства её компьютерной поддержки в виде прикладного программного комплекса «Поверочный тепловой расчет и обработка результатов испытаний конденсаторов паровых турбин» могут быть рекомендованы для решения задач разработки математических моделей конденсаторов паровых турбин с учетом их фактического технического состояния и условий эксплуатации, а также для разработки энергетических характеристик конденсационных установок.



Рисунок 4.30. Энергетические характеристики конденсатора 50 КЦС-4 турбоагрегата ПТ-60-130 Костромской ТЭЦ-2, рассчитанные по базовой МПТР с введением поправочного множителя к коэффициенту теплопередачи $\Delta K = f(q)$ при $W = 5600 \text{ м}^3/\text{ч}$

Эффективность предложенного способа доказана также результатами внедрения в ООО «Газэнергопроминжиниринг» при пуско-наладочных работах с получением экономии средств за счет уменьшения пусковых затрат в размере от 2,8 до 4,0 млн. руб. при проведении работ на турбоагрегатах мощностью соответственно от 50 до 100 МВт.

4.4.4.5. Апробация предлагаемого способа при расчете деаэрационных характеристик конденсатора по методике А.Г. Шемпелева, П.В. Иглина

Докажем, что предложенный способ расчета энергетических характеристик конденсаторов турбин позволяет эффективно использовать разработанную А.Г. Шемпелевым, П.В. Иглиным [215–223] методику расчета процесса десорбции растворенного кислорода из турбинного конденсата в конденсаторах паровых турбин.

Для примера на рисунке 4.31 приведены результаты расчета массовой концентрации растворенного в турбинном конденсате кислорода по методике А.Г. Шемпелева, П.В. Иглина [215–223] в сопоставлении с полученными ранее экспериментальными данными по турбоагрегату Tn-115/125-130-1тп TM3 Йошкар-Олинской ТЭЦ-2.



Рисунок 4.31. Результаты апробации по конденсатору КГ1-3100 турбоагрегата Тп-115/125-130-1тп ТМЗ (расчет при средних значениях влияющих факторов): C_{O2} , мкг/дм³ – массовая концентрация растворенного в турбинном конденсате кислорода; q, кВт/м² – удельная тепловая нагрузка конденсатора; точки – экспериментальные данные; линия – результаты расчета по методике А.Г. Шемпелева, П.В. Иглина при средних по опытам значениях расхода охлаждающей воды, её температуры перед конденсаторов, расхода воздуха с присосами в вакуумную систему

Энергетические характеристики конденсатора, необходимые для проведения расчетов, определены по описанной в настоящем разделе методике и приведены на рисунке 4.27. При этом в расчете использованы средние по опытам значения расхода охлаждающей воды через конденсатор, её температуры перед конденсаторов и расхода воздуха с присосами в вакуумную систему. Видно, что характер расчетной зависимости соответствует экспериментальным данным, однако наблюдается существенный разброс экспериментальных значений массовой концентрации растворенного кислорода от расчетных.

Если же в расчетах для условий каждого опыта использовать фактические значения расхода охлаждающей воды через конденсатор, её температуры перед конденсаторов и расхода воздуха с присосами в вакуумную систему, отклонение результатов расчета от экспериментальных данных существенно уменьшается (рисунок 4.32). В данном случае среднее квадратическое отклонение получено на уровне 13,3 %.



Рисунок 4.32. Результаты апробации по конденсатору КГ1-3100 турбоагрегата Тп-115/125-130-1тп ТМЗ (расчет при фактических значениях влияющих факторов): индексы «ф» и «р» соответствуют фактическим (экспериментальным) и расчетным значениям; точки – результаты расчета по методике А.Г. Шемпелева, П.В. Иглина при фактических в опытах значениях расхода охлаждающей воды, её температуры перед конденсаторов, расхода воздуха с присосами в вакуумную систему; сплошная линия – совпадение результатов расчета и экспериментальных данных; пунктирные линии – границы 95 %-го доверительного интервала, обусловленного погрешностью амперометрического метода измерения массовой концентрации растворенного кислорода; прочие обозначения те же, что на рисунке 4.31

Приведенные данные позволяют сделать вывод о применимости рассматриваемой методики для проведения практических расчетов.

4.5. Выводы по четвертой главе

1. Проведены тепловые испытания по первой категории сложности турбоагрегатов Тп-115/125-130-1тп ТМЗ Йошкар-Олинской ТЭЦ-2 и ПТ-12-35/10М КТЗ ОАО «Северсталь», в ходе которых получены экспериментальные данные о теплотехнических характеристиках турбин и их вспомогательных технологических систем, а также сведения о деаэрационных характеристиках конденсационных установок, систем регенеративного подогрева питательной воды и теплофикационных установок.

2. Впервые для турбоагрегата Тп-115/125-130-1тп ТМЗ по результатам тепловых испытаний по первой категории сложности разработан комплект нормативных энергетических характеристик в составе нормативно-технической документации по топливоиспользованию Йошкар-Олинской ТЭЦ-2, позволивший выявить устранимые резервы тепловой экономичности в количестве 1 963 т у.т./год. Отдельные зависимости из разработанного комплекса нормативных энергетических характеристик используются также при эксплуатации аналогичной турбоустановки на Ярославской ТЭЦ-2.

3. Экспериментальным путем выявлено, что для паровых турбин, работающих на выработанном из химически очищенной воды паре, условия, обеспечивающие получение нормативных значений массовой концентрации растворенного в турбинном конденсате кислорода (удельная паровая нагрузка конденсатора больше граничной, температура охлаждающей воды перед конденсатором не меньше расчетной для конденсатора данного типа, расход воздуха с присосами в вакуумную систему турбоустановки не больше нормативного), не гарантируют эффективное удаление из турбинного конденсата свободной угольной кислоты. Выявлена зависимость массовой концентрации свободной угольной кислоты в конденсате от производительности основного эжектора во всем диапазоне изменения тепловой и гидравлической нагрузок конденсатора, включая режимы, неограниченные эжектором, что позволяет выбирать такие типоразмеры воздухоудаляющих устройств, которые обеспечат эффективное удаление из теплоносителя в конденсаторе свободной угольной кислоты. Рекомендации по повышению эффективности деаэрации конденсата в конденсаторе турбины ПТ-12-35/10М КТЗ приняты к реализации в ОАО «Северсталь» (экономический эффект 0,6 млн. руб/год).

4. Разработан способ идентификации математических моделей теплообмена, используемых в существующих методиках поверочного теплового расчета конденсаторов паровых турбин, основанный на введении поправочного множителя к рассчитываемому

209

по базовой методике среднему по поверхности теплообмена коэффициенту теплопередачи конденсатора с представлением поправочного множителя в виде регрессионной зависимости от показателей режима работы конденсационной установки и вычислением коэффициентов регрессии по малой выборке экспериментальных данных. Эффективность предложенного способа доказана применительно к турбоагрегатам Tп-115/125-130-1тп, ПТ-12/35-10М, К-220-44, ПТ-60-130, а также результатами внедрения в ООО «Газэнергопроминжиниринг» при пуско-наладочных работах с получением экономии средств за счет уменьшения пусковых затрат в размере от 2,8 до 4,0 млн. руб. при проведении работ на турбоагрегатах мощностью соответственно от 50 до 100 МВт.

5. Разработан программный комплекс «Поверочный тепловой расчет и обработка результатов испытаний конденсаторов паровых турбин», в алгоритме которого реализован предложенный способ построения энергетических характеристик конденсаторов по малой выборке экспериментальных данных.

6. Доказана эффективность предложенной А.Г. Шемпелевым, П.В. Иглиным методики расчета процесса десорбции растворенного кислорода из турбинного конденсата в конденсаторах паровых турбин, показатели энергетических характеристик которых определяются с использованием разработанного способа построения энергетических характеристик конденсаторов по малой выборке экспериментальных данных.

Материалы главы 4 опубликованы в работах [388, 390–393, 396, 401–403, 405, 406, 430, 436, 447, 449, 453, 454, 497].

ГЛАВА 5. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ СВЕДЕНИЯ МАТЕРИАЛЬНЫХ БАЛАНСОВ ПО РАСТВОРЕННЫМ В ТЕПЛОНОСИТЕЛЯХ ГАЗАМ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ ТЭС ПРИ НЕДОСТАТОЧНОСТИ ИСХОДНОЙ ИНФОРМАЦИИ

В первой главе диссертации показано, что для решения задач обеспечения нормативных характеристик газообмена в теплоэнергетических установках необходимо располагать методом сведения материальных балансов по растворенным в теплоносителях газам. Проблема разработки такого метода осложняется тем, что на практике невозможно обеспечить средствами непосредственного инструментального контроля все потоки системы: по многим участкам тепловой схемы отсутствуют измерения не только концентраций растворенных газов, но и теплотехнических параметров (расхода, давления, температуры). Вместе с тем, ранее под руководством автора в рамках кандидатской диссертации А.П. Зимина [260] такой метод разработан применительно к задачам обработки результатов испытаний турбоустановок и расчета технико-экономических показателей ТЭС. При этом рассматривались материальные и энергетические балансы собственно по теплоносителям ТЭС. Использован основанный на регуляризации Тихонова подход к решению некорректных задач. Таким образом, требуется адаптация этого метода к задаче расчета характеристик газообмена в рассматриваемых системах.

5.1. Характеристика решаемой задачи

Для определенности будем рассматривать конкретную задачу, имеющую важное практическое значение, – проблему оценки герметичности вакуумной системы турбоагрегатов с конденсацией пара в условиях эксплуатации.

Расход воздуха с присосами в вакуумную систему турбоустановок нормируется руководящими документами [17]. Повышение присосов воздуха в работающие под разрежением элементы турбоустановки приводит при прочих равных условиях к увеличению давления отработавшего в турбине пара, что, в свою очередь, обусловливает ухудшение показателей тепловой экономичности процесса производства электрической энергии [235–238].

При увеличении расхода воздуха с присосами ухудшаются также условия для термической деаэрации турбинного конденсата в конденсаторе – увеличивается концентрация растворенного в конденсате кислорода. Массовая концентрация растворенного кислорода в конденсате на напоре конденсатных насосов также является нормируемым показателем [17], поскольку определяет скорость коррозии конструкционных материалов водяного тракта системы регенерации низкого давления. Увеличение содержания растворенного кислорода в турбинном конденсате наблюдается в тех случаях, когда режим работы конденсатора ограничен основным эжектором, то есть при относительно больших присосах воздуха, приводящих к перегрузке эжектора, в сочетании с паровой нагрузкой конденсатора меньше граничной, которая составляет обычно около 50 % от номинальной паровой нагрузки конденсатора. В таких условиях ситуацию усугубляет уменьшение температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор до значений, меньших расчетной температуры для данного конденсатора, а также увеличение расхода охлаждающей воды через конденсатор [215]. По этим причинам проблема обеспечения нормативной эффективности конденсационной установки по удалению из турбинного конденсата растворенного кислорода наиболее актуальна в зимний период для теплофикационных турбин при их работе с малым пропуском пара в конденсатор, особенно на ТЭС с прямоточной системой технического водоснабжения.

При обеспечении нормативной герметичности вакуумной системы турбоустановок необходимо решить первую задачу – определить собственно фактический расхода воздуха с присосами. Большинство теплофикационных турбин на ТЭС России оборудованы основными воздухоудаляющими устройствами пароструйного типа. Основным методом определения расхода воздуха с присосами в вакуумную систему в таких случаях является его прямое измерение с помощью воздухомера, устанавливаемого на патрубок отвода неконденсируемых газов в атмосферу из охладителя основного эжектора. Такой подход имеет недостатки: во-первых, не удается определить элементы вакуумной системы с повышенными присосами; во-вторых, измеренный расход воздуха с присосами оказывается не связанным с результатами измерения концентрации растворенного кислорода в воде разных потоков конденсационной установки и системы регенерации низкого давления.

Для преодоления указанной проблемы необходимо разработать метод сведения материального баланса по слаборастворимым в воде газам в связанных между собой технологических схемах конденсационной установки, теплофикационной установки и регенерации низкого давления, позволяющий определять расход воздуха с присосами в вакуумную систему с учетом результатов измерения не только расхода воздуха, удаляемого основным эжектором, но и концентрации растворенного кислорода в воде различных относящихся к рассматриваемому участку тепловой схемы потоков.

При сведении материальных балансов в технологических системах сложной структуры, как по потокам теплоносителей, так и по газовым потокам, основные сложности связаны с некорректностью исходной (априорной) информации, которая обусловлена метрологическими характеристиками измерительных приборов, их неисправностью или отсутствием. По этой причине возникают ситуации, когда согласно показаниям приборов материальные балансы по потокам теплоносителей и газов не сводятся для всей системы или для отдельных ее подсистем. Поэтому для сведения балансов в связанных подсистемах необходимо провести обоснованную корректировку показаний приборов, что можно сделать, используя различные подходы и методы [266–284]. Процедуру указанной корректировки, согласно терминологии, используемой в [298–309], будем называть регуляризацией.

Целью настоящего этапа исследований является разработка метода сведения материальных балансов по слаборастворимым в теплоносителях ТЭС газам при некорректно заданной исходной информации.

Для достижения поставленной цели последовательно решаются следующие задачи:

 – разработка матричной модели системы произвольной топологии, позволяющей рассчитывать материальные балансы по слаборастворимым в теплоносителях газам для любой ее подсистемы;

– с учетом разработанной матричной модели системы формулировка задачи регуляризации массовых потоков газов, формирование структуры целевой функции регуляризации, позволяющей учитывать достоверность исходной информации;

– разработка методов и алгоритмов решения задачи и анализ полученного решения.

5.2. Описание предлагаемого метода решения задачи

В рамках подготовленной под научным руководством автора диссертации А.П. Зимина [260] был рассмотрен ряд задач по сведению материальных и энергетических балансов потоков теплоносителей в энергетических системах сложной структуры без учета содержания в теплоносителе растворенных газов. Предложенные методы могут быть приняты за основу при решении сформулированной задачи сведения балансов по расходам газа в таких системах. Расходы растворенных в теплоносителях газов на несколько порядков меньше расходов собственно теплоносителя (воды и водяного пара). Это позволяет решение задачи регуляризации потоков теплоносителей рассматривать независимо от решения задачи регуляризации газовых потоков. Сделанное допущение позволяет решать перечисленные задачи регуляризации последовательно, начиная с регуляризации потоков теплоносителей, и затем выполняя регуляризацию потоков газов. Такое последовательное решение позволяет существенно упростить постановку и решение указанных задач.

В качестве энергетической системы рассмотрим фрагмент тепловой схемы турбоустановки с турбиной Тп-115/125-130-1тп УТМЗ (рисунок 5.1), результаты испытаний которой описаны в четвертой главе диссертации.

На первом этапе решается задача регуляризации материальных потоков теплоносителя (воды и пара). В соответствии с полученными нами ранее [260, 412, 413, 416, 424] результатами, будем использовать концепцию метода регуляризации Тихонова [298–309], которая сводится в данном случае к поиску разумного компромисса между минимальным значением невязки балансов по всем узлам и минимальным рассогласованием решения с исходной (априорной) информацией по рассматриваемой энергетической системе. Под априорной информацией [298–309] понимаются используемые при формировании модели предварительные данные: результаты измерения расходов по ряду потоков, представления исследователя, экспертные оценки. Концепция регуляризации [298] позволяет исходную некорректную задачу

$$\mathbf{A}\mathbf{Y} + \boldsymbol{\sigma} = \mathbf{B} \tag{5.1}$$

свести к задаче минимизации функции

$$F_{c}(\mathbf{Y},\lambda) = |\mathbf{A}\mathbf{Y} - \mathbf{B}|^{2} + \lambda |\mathbf{Y} - \mathbf{Y}_{0}|^{2} \Longrightarrow \min, \qquad (5.2)$$

где **Y**, **Y**₀ – искомое регуляризированное решение и его априорная оценка, **A**, **B** – известные операторы модели системы, σ – числовой параметр, характеризующий погрешность правой части уравнения, λ – малый положительный параметр регуляризации.

При минимизации функции $F_c(\mathbf{Y})$ получается регуляризированное решение $\mathbf{Y}(\lambda)$, зависящее от параметра λ .



Рисунок 5.1. Фрагмент структурной схемы энергетической системы: К-р – конденсатор; ОЭ – основной эжектор; ЭУ – эжектор уплотнений; ПН-100 – охладитель пара промежуточных камер концевых уплотнений турбоагрегата; РУК – регулятор уровня в конденсаторе; ПНД – подогреватель низкого давления системы регенеративного подогрева питательной воды; ПСГ – подогреватель сетевой горизонтальный; БНТ – бак низких точек; КН, Сл. Н, Др. Н – насосы соответственно конденсатный, сливной системы регенерации, дренажный сетевого подогревателя; ТС – точка смешения потоков; ЦВ, СВ – вода соответственно циркуляционная, сетевая; Прис. В – присос воздуха; Прис. Ж – присос жидкости; Рец. – рециркуляция; Т – турбина; ДПВ – деаэратор питательной воды; У1, У2 – соответственно промежуточные и крайние камеры концевых уплотнений турбоагрегата; сплошные линии – потоки теплоносителя; пунктирные линии – потоки воздуха или паровоздушной смеси

При использовании метода регуляризации для корректировки результатов измерений расходов теплоносителя необходимо построить математическую модель исследуемого объекта, то есть определить вид операторов **A** и **B**. Для моделирования материальных потоков в схеме произвольной структуры используются подходы и методы теории графов [321]. Для описания структуры системы будем использовать направленный граф G = (X, V). В качестве узлов графа (x_i) рассматриваются узлы смешения и распределения потоков, а трубопроводы между узлами представляются соответствующими ветвями графа (v_j). Структура графа G = (X, V) с указанием номеров узлов и ветвей представлена на рисунке 5.2. При построении графа исключен элемент тепловой схемы ЭУ, поскольку все входящие и выходящий потоки этого элемента не связаны с рассматриваемой системой, а нагрев основного конденсата в ЭУ в данном случае нас не интересует.



Рисунок 5.2. Структура графа G = (X,V), соответствующего структуре технологической схемы по рисунку 5.1: К.Сб. – конденсатосборник; П.Пр. – паровое пространство; Внеш. – внешняя среда; цифрами в кружках обозначены номера узлов; сплошные линии – потоки воды (и газа, растворенного в воде); штриховые линии – потоки пара (и газа в паре); пунктирные линии – потоки воздуха или паровоздушной смеси; прочие обозначения соответствуют рисунку 5.1

Для модельного описания структуры системы используется матрица инцидентности графа, порядок построения которой состоит в следующем. Каждая строка матрицы относится к соответствующему узлу графа x_i , каждый столбец – ветви графа v_j . Если начало j-й ветви графа размещается в i-м узле, то соответствующий элемент матрицы инцидентности равен единице ($a_{ij} = 1$). Если конец j-й ветви графа размещается в i-м узле, то соответствующий элемент матрицы равен минус единице ($a_{ij} = -1$). В данном слу-
чае строится матрица инцидентности **A** размером $n \times m$ (n = 20 - число строк или узлов графа, m = 44 - число столбцов или ветвей графа).

Следует отметить, что произведение матрицы инцидентности **A** на вектор расходов по ветвям графа **V** дает в каждом элементе матрицы **AV** небаланс массы в соответствующем узле. Это позволяет известную постановку некорректной задачи (5.1) с учетом сделанных замечаний и введенных обозначений ($\mathbf{B} = \mathbf{0}$; $\mathbf{Y} = \mathbf{V}$) записать в виде

$$\mathbf{AV} + \boldsymbol{\sigma} = \mathbf{0},\tag{5.3}$$

где в качестве оператора А представлена матрица инцидентности.

Формулировка оптимизационной задачи (5.2) при этом принимает вид

$$F_{c}(\mathbf{V},\lambda) = |\mathbf{A}\mathbf{V}|^{2} + \lambda |\mathbf{V} - \mathbf{V}_{0}|^{2} \implies min, \qquad (5.4)$$

Следует отметить, что первое слагаемое в целевой функции (5.4) показывает суммарную невязку балансов по всем узлам $\Delta = |\mathbf{AV}|$, а второе слагаемое характеризует модуль вектора отклонения полученного решения от исходного вектора $\Delta \mathbf{V} = |\mathbf{V} - \mathbf{V}_0|$.

Для линейной постановки задачи регуляризации известно [298] ее аналитическое решение, которое для нашей задачи может быть записано в виде

$$\mathbf{V} = \left(\mathbf{A}^{\mathrm{T}}\mathbf{A} + \lambda \mathbf{E}\right)^{-1} \lambda \mathbf{V}_{0}, \qquad (5.5)$$

где **E** – единичная матрица, верхние индексы «Т» и «–1» показывают транспонирование и обращение матрицы соответственно.

Найденное решение задачи регуляризации позволяет перейти ко второй части решаемой задачи по сведению балансов материальных газовых потоков в рассматриваемой энергетической системе.

Согласно (5.5) определяется регуляризированный материальный поток (расход) теплоносителя в каждой ветви графа. Для сведения балансов по газу необходимо задать априорную информацию по расходам теплоносителя в каждой ветви и массовую концентрацию анализируемого газа в данной ветви. Тогда поэлементное произведение вектора значений расхода V на вектор концентраций газа C определит материальные потоки газа в каждой ветви в виде вектора

$$\mathbf{V}_1 = \mathbf{V}.^*\mathbf{C},\tag{5.6}$$

где символ «.*» показывает поэлементное умножение матриц одинакового размера.

Необходимо отметить, что для ряда ветвей (изображенных на рисунке 5.2 пунктирными линиями) расход теплоносителя может быть равен нулю, а априорное значение расхода газа v_{1i} задано не как произведение расхода теплоносителя на массовую концентрацию газа, а как результат прямого измерения (показания воздухомера на патрубке отвода газов из основного эжектора в атмосферу) или как результат экспертной оценки (присосы воздуха по элементам системы).

Дальнейшая постановка и решение задачи регуляризации материальных потоков газа аналогична рассмотренной задаче регуляризации материальных потоков теплоносителей (5.4), (5.5). Перепишем постановку и решение задачи регуляризации, записывая индекс «1» для параметров газа в рассматриваемой системе, в виде

$$F_{c1}(\mathbf{V}_1, \lambda_1) = |\mathbf{A}\mathbf{V}_1|^2 + \lambda_1 |\mathbf{V}_1 - \mathbf{V}_{01}|^2 \implies min,$$
(5.7)

$$\mathbf{V}_{1} = \left(\mathbf{A}^{T}\mathbf{A} + \lambda_{1}\mathbf{E}\right)^{-1}\lambda_{1}\mathbf{V}_{01},$$
(5.8)

Использование аналитического решения задачи (5.5), (5.8) имеет два существенных недостатка. Во-первых, оно не позволяет учесть метрологические ограничения – различающуюся для отдельных ветвей графа степень достоверности определения априорной информации (для измеряемых расходов – метрологические характеристики конкретных приборов; для не измеряемых расходов – степень достоверности соответствующей экспертной оценки или косвенного измерения). Во-вторых, при аналитическом решении отсутствует возможность учета технологических ограничений (допустимых диапазонов изменения расхода по каждой ветви); в результате, при решении некоторые расходы могут оказаться отрицательными или, напротив, превосходящими соответствующий объективный максимум. Тем не менее, аналитическое решение задачи имеет самостоятельную теоретическую ценность, обусловленную возможностью его использования для проверки на тестовых примерах всех прочих методов решения рассматриваемой задачи.

Преодолеть указанные недостатки аналитического решения задачи позволяет переход от скалярной постановки задачи (5.4), (5.7) к её векторной постановке и использование численного решения задачи методом статистического программирования.

В векторной постановке задачи необходимо вместо скаляра λ использовать диагональную матрицу параметров регуляризации λ . С учетом этого, а также указанных метрологических и технологических ограничений перепишем выражения (5.4) и (5.7) в следующем виде:

$$F_{c}(\mathbf{V},\boldsymbol{\lambda}) = |\mathbf{A}\mathbf{V}|^{2} + |\boldsymbol{\lambda}(\mathbf{V} - \mathbf{V}_{0})|^{2} \implies min, \qquad (5.9)$$

$$V_i \in \left[V_i^{\min}; V_i^{\max}\right], \tag{5.10}$$

$$F_{c1}(\mathbf{V}_1, \boldsymbol{\lambda}_1) = |\mathbf{A}\mathbf{V}_1|^2 + |\boldsymbol{\lambda}_1(\mathbf{V}_1 - \mathbf{V}_{01})|^2 \implies min,$$
(5.11)

$$V_{1i} \in \left[V_{1i}^{\min}; V_{1i}^{\max}\right], \tag{5.12}$$

где λ и λ_1 – диагональные матрицы малых положительных параметров регуляризации; V_i^{\min} , V_{1i}^{\min} , V_{1i}^{\max} , V_{1i}^{\max} – границы доверительных интервалов существования действительных значений параметра, обусловленные погрешностью средства измерения или экспертной оценки (индекс «1» указывает на газовые потоки) с учетом установленных технологических ограничений.

Алгоритм численного решения задач (5.9)–(5.10), (5.11)–(5.12) определяется многократной генерацией случайным образом вектора расходов V (или V₁) вокруг априорных значений его элементов в заданном ограничениями (5.10), (5.12) диапазоне. Такая генерация решений автоматически приводит к выполнению метрологических и технологических ограничений. Сгенерированные решения сравниваются по значениям целевой функции оптимизации с выбором в качестве окончательного результата того решения, которому соответствует минимальное значение целевой функции.

Рассмотрим решение сформулированной задачи регуляризации материальных потоков теплоносителей и газов применительно к одному из режимов работы турбоустановки Tn-115/125-130-1тп TM3, результаты измерения параметров в котором получены ранее в ходе тепловых балансовых испытаний турбоустановки (глава 4 диссертации). Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 5.1.

Априорные значения расходов теплоносителей (воды и пара) по схеме получены либо прямыми измерениями, либо как результат решения систем уравнений материального и теплового балансов по элементам турбоустановки (в том числе, элементам, не входящим в участок тепловой схемы, отраженный на рисунке 5.1), либо в ходе экспертных оценочных расчетов (например, расчетов протечек пара в системе концевых уплотнений турбины). В соответствии с принятыми ранее допущениями, при регуляризации материальных потоков теплоносителей мы не учитываем ввиду малости расходы по некоторым ветвям тепловой схемы; в таких случаях в таблице 5.1 для соответствующей ветви указано нулевое априорное значение расхода теплоносителя.

Исходная (априорная) информация и результаты решения задач

регуляризации материальных потоков по расходам теплоносителей и газа

$ \begin{array}{c c c c c c c c c c c c c c c c c c c $	Ho-	Исход	Погреш	Числен-	Исходное	Исходное зна-	По-	Числен-
нет- ви ра- пра- цахо, исходт. пение адачи регуля. концен- трации раско, исходт. пение регуляри- ризации раско, ризации раско, прако, прако, ла пость ния ных шение адачи регуляри- ризации раско, прако, сителе, сителе, кг/с* пость лаче- ветлоно- лаче- сителе, кг/с* шение регуляри- ризации раско, сителе, кг/с* пость раско, сителе, кг/с* шение регуляри- ний сулари- сование- сителе, сителе, кг/с* пость ладачи регуляри- регуляри- ний сулари- сование- сителе, сителе, сителе, сителе, кг/с* пость регуляри- ний сулари- сование- сителе, сулари- сование- сителе, сование- сителе, сование- сителе, сование-	мер	ход-	греш-	ное ре-	значение	чение расхода	греш-	ное ре-
ви значе- ине опреде- ления задачи регуля- ризации трации раство- раство- раско- ла Voli, мкг/с* ислорода опре- лело- ния ис- ислорода задачи регуляри- регуляри- расхо- ислорода i да ных ных расхолов кислорода кислорода ния ис- в теплоно- сителя втеплоно- сителя втеплоно- сителя втеплоно- сителя втеплоно- сителя кислорода уваче- ний газа таза таза 1 22.96 3,4 22.82 0 0 0 0 1 22.96 3,4 22.82 0 0 0 0 1 22.96 3,4 22.82 0 0 0 0 2 39.89 1.6 40,13 135 5418,1 13,5 6006,6 39,89* 2,6 40,69 135* 5493,1* 13,5 2443,6 5 85,17 3,8 84,45 - 6427,4 28,5 7918,1 6 90,63* 2,4 90,30 66* 5959,5*	вет-	ное	ность	шение	концен-	газа,	ность	шение
гра- фа, расхо- исход- исход- лан ления ризации расховов регуля- ризации кислорода раство- ренного кислорода деле- кислорода деле- кислорода регуляри- ния ис- ходных теп. значе- лоно- киг- исте- рахода теплоно- б.5.0), посите- кг/с* тепло- лоно- лоно- кг/с* тепло- у, кг/с тепло- оно- кислеле, кг/с* тепло- ла, посите- кг/с* тепло- у, кг/с тепло- оно- у, кг/с таза ний таза у, кг/с 1 22.96 3,4 22.82 0 0 0 0 2 39,89 1.6 40.13 135 5418,1 13,5 6006,6 3 39,89* 2,6 40,69 135* 5493,1* 13,5 5272,8 4 16,82 2,2 16,72 135 2257,3 13,6 2443,6 5 85,17 3,8 84,45 - 6427,4 28,5 7918,1 6 90,63* 2,4 90,30 66* 5959,5* 16,2 6000,3 7 2,35 2,6 2,37 42 98,3 80,0<	ВИ	значе-	опреде-	задачи	трации	<i>V</i> _{01i} , мкг/с*	опре-	задачи
$ \begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	гра-	ние	ления	регуля-	раство-		деле-	регуляри-
і да ных расходов кислорода в теплоно- геп- лоно- ний сителя сителе, сите- расхода (5.9)- сите- кг/с* ля, тепло- (5.10), мкг/кг* 1 22,96 3,4 22,82 0 0 0 0 0 0 2 39,89 1,6 40,13 135 5418,1 13,5 6006,6 3 39,89* 2,6 40,69 135* 5493,1* 13,5 5272,8 4 16,82 2,2 16,72 135 2257,3 13,6 2443,6 5 85,17 3,8 84,45 - 6427,4 28,5 7918,1 6 90,63* 2,4 90,30 66* 5959,5* 16,2 6000,3 7 2,35 2,6 2,39 0 0 0 0 0 8 2,35 2,6 2,39 0 0 0 8 2,35 2,6 2,39 0 0 0 1 5,332 2,6 3,24 42 99,4 80,0 79,2 9 2,35 2,6 2,34 422 99,4 80,0 79,2 9 2,35 2,6 2,34 42 98,3 80,0 166,4 10 2,19 2,6 2,24 0 0 0 11 5,46 2,7 5,50 0 0 0 11 5,46 2,7 5,50 0 0 11 5,46 2,7 5,50 0 12 5,87* 2.6 5,82 0* 0* 0 13 3,27 2,8 3,21 0 14 3,33 2,8 3,27 0 0 0 15 3,33 2,8 3,27 0 0 16 16,71 3,1 16,57 0 17 18,52 4,5 18,44 8* 147,7* 52,5 160,6 18 18,52 4,5 18,44 8* 147,7* 52,5 120,1 19 42,97 3,2 42,37 0 10 0 10 0 11 5,46 0,47 54 12,51 18,44 8* 147,5* 52,5 120,1 13 3,27 2,8 3,21 0 14 3,33 2,8 3,27 0 15 3,33 2,8 3,27 0 16 0 17 18,52 4,5 18,44 8* 147,7* 52,5 160,6 18 18,52 4,5 18,44 8* 147,7* 52,5 120,1 19 42,97 3,2 42,37 0 17,4 3241,1 21 60,07* 3,1 60,29 54* 3259,7 17,4 3241,1 22 0,48 3,6 0,48 35 16,7 80,0 28,8 25 0,44* 2,0 0,44 0 0 0 26 0,44 4,0 0,44 1304 572,5 12,1 534,4 27 0,18* 1,1 0,18 1304* 235,4* 11,3 242,4 28 0,26 4,1 0,25 1304 332,1 12,1 335,5	фа,	pacxo-	исход-	ризации	ренного		ния ис-	зации
$ \begin{array}{ c c c c c c c c c c c c c c c c c c c$	i	да	ных	расходов	кислорода		ходных	расходов
$ \begin{array}{ c c c c c c c c c c c c c c c c c c c$		теп-	значе-	теплоно-	в теплоно-		значе-	газа
$ \begin{array}{ c c c c c c c c c c c c c c c c c c c$		лоно-	ний	сителя	сителе,		ний	(5.11)–
$ \begin{array}{ c c c c c c c c c c c c c c c c c c c$		сите-	расхода	(5.9)–	C_{0i} ,		pacxo-	(5.12),
$ \begin{array}{ c c c c c c c c c c c c c c c c c c c$		ля,	тепло-	(5.10),	мкг/кг*		да газа,	V_{1i} , мкг/с
$\begin{array}{ c c c c c c c c c c c c c c c c c c c$		V_{0i} ,	носите-	<i>V</i> _i , кг/с			%	
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$		кг/с*	ля, %					
$\begin{array}{cccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	1	22,96	3,4	22,82	0	0	0	0
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	2	39,89	1,6	40,13	135	5418,1	13,5	6006,6
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	3	39,89*	2,6	40,69	135*	5493,1*	13,5	5272,8
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	4	16,82	2,2	16,72	135	2257,3	13,6	2443,6
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	5	85,17	3,8	84,45	_	6427,4	28,5	7918,1
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	6	90,63*	2.4	90,30	66*	5959,5*	16,2	6000,3
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	7	2,35	2,6	2,39	0	0	0	0
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	8	2,35	2,6	2,37	42	99,4	80,0	79,2
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	9	2,35	2,6	2,34	42	98,3	80,0	166,4
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	10	2,19	2,6	2,24	0	0	0	0
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	11	5,46	2,7	5,50	0	0	0	0
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	12	5,87*	2.6	5,82	0*	0*	0	0
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	13	3,27	2,8	3,21	0	0	0	0
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	14	3,33	2,8	3,36	0	0	0	0
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	15	3,33	2,8	3,27	0	0	0	0
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	16	16,71	3,1	16,57	0	0	0	0
$\begin{array}{ c c c c c c c c c c c c c c c c c c c$	17	18,52	4,5	18,46	8	147,7	52,5	160,6
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	18	18,52	4,5	18,44	8*	147,5*	52,5	120,1
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	19	42,97	3,2	42,37	0	0	0	0
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	20	60,07	2,1	60,37	54	3259,7	17,4	3241,1
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	21	60,07*	3,1	60,29	54*	3255,8*	17,4	2914,8
$ \begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	22	0,48	3,6	0,48	320	153,8	30,0	112,3
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	23	0,48	3,6	0,48	35	16,7	80,0	5,6
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	24	0,48	3,6	0,47	35	16,4	80,0	28,8
260,444,00,441304572,512,1534,4270,18*1,10,181304*235,4*11,3242,4280,264,10,251304332,112,1385,5	25	0,44*	2,0	0,44	0	0	0	0
270,18*1,10,181304*235,4*11,3242,4280,264,10,251304332,112,1385,5	26	0,44	4,0	0,44	1304	572,5	12,1	534,4
28 0,26 4,1 0,25 1304 332,1 12,1 385,5	27	0,18*	1,1	0,18	1304*	235,4*	11,3	242,4
	28	0,26	4,1	0,25	1304	332,1	12,1	385,5

Окончание таблицы 5.1

		1	T		1		-
Ho-	Исход	Погреш	Числен-	Исходное	Исходное зна-	По-	Числен-
мер	ход-	греш-	ное ре-	значение	чение расхода	греш-	ное ре-
вет-	ное	ность	шение	концен-	газа,	ность	шение
ВИ	значе-	опреде-	задачи	трации	<i>V</i> _{01i} , мкг/с*	опре-	задачи
гра-	ние	ления	регуля-	раство-		деле-	регуляри-
фа,	pacxo-	исход-	ризации	ренного		ния ис-	зации
i	да	ных	расходов	кислорода		ходных	расходов
	теп-	значе-	теплоно-	в теплоно-		значе-	газа
	лоно-	ний	сителя	сителе,		ний	(5.11)–
	сите-	расхода	(5.9)–	C_{0i} ,		pacxo-	(5.12),
	ля,	тепло-	(5.10),	мкг/кг*		да газа,	<i>V</i> _{1i} , мкг/с
	V_{0i} ,	носите-	<i>V</i> _i , кг/с			%	
	кг/с*	ля, %					
29	0,026*	1,2	0,026	6788*	1060000 с при-	88,8	1116668,7
				(в воде)	сосами возду-		
					xa; 177,8*		
					с присосами		
					воды		
30	0,011*	1,2	0,011	83*	3827,6 с присо-	89,8	3623,6
					сами воздуха;		
					0,90* с присо-		
					сами воды		
31	0,006*	1,2	0,006	83*	1492,0 с присо-	89,8	1232,9
					сами воздуха;		
					0,49* с присо-		
					сами воды		
32	0,058	22	0,062	0*	0*	0	0
33	0	—	0,00	-	111000	80,0	104655,3
34	0	—	0,00	-	62000	80,0	95622,8
35	0	_	0,00	0	0	0	0
36	0	_	0,00	0	0	0	0
37	0	_	0,00	_	110901,3	80,0	94574,7
38	0	_	0,00	—	61983,2	80,0	88601,5
39	0	_	0,00	—	172884,5	80,0	214846,6
40	0	_	0,00	—	1523286*	28,0	1371047,4
41	0	_	0,00		1443,0	80,0	1872,5
42	0	_	0,00	_	2027,8	80,0	3487,5
43	0	_	0,00	_	1232282	80,0	1282100,8
44	0	_	0,00	_	5828,0	80,0	3783,1

Примечание: знаком «*» отмечены измеряемые параметры

Погрешность определения исходных значений напрямую измеряемых расходов теплоносителей соответствует нормируемой погрешности соответствующих средств измерения. Для не измеряемых расходов теплоносителей погрешность определения исходных

значений вычислена как погрешность косвенных измерений либо является результатом экспертной оценки.

Рассмотрим результаты первого этапа решения задачи – регуляризации материальных потоков по воде и водяному пару, приведенные в таблице 5.1. Данные таблицы позволяют заключить, что в ходе регуляризации расходов теплоносителей средняя по узлам графа невязка материального баланса уменьшилась с 2,7 % до 0,9 %, а максимальная – с до 8,8 % до 2,3 % (все невязки отнесены к расходу отработавшего пара в конденсатор турбины). Это доказывает справедливость сделанных нами ранее [260, 412, 413, 416, 424] выводов относительно применимости предложенного метода сведения материальных балансов в энергетических системах сложной структуры.

Решение задачи регуляризации материальных газовых потоков начинается с задания априорных значений расходов газа по элементам системы. Учитывая, что из всех растворенных в воде газов – компонентов воздуха, – наиболее доступным, с точки зрения измерения концентрации, является кислород, задачу регуляризации расходов газовых потоков целесообразно решать именно применительно к растворенному кислороду. Указанные в таблице 5.1 измеренные значения концентрации определены амперометрическим методом. Концентрации растворенного кислорода в потоках теплоносителя, не обеспеченных прямыми измерениями, вычислены по уравнениям материального баланса по газу отдельных элементов или участков схемы либо являются результатом экспертной оценки. Кроме того, для ряда потоков, как указано выше, при пренебрежении ввиду малости расходом собственно теплоносителя априорные значения расхода газа задаются напрямую. На этих этапах следует остановиться подробнее.

Суммарный расход воздуха с присосами в вакуумную систему турбоустановки принят равным нормативному, определенному в соответствии с правилами технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации [17]. Пересчет расхода воздуха на расход кислорода выполнен с учетом молекулярной массы и объемных долей газов, составляющих атмосферный воздух. Полученный таким образом суммарный расход кислорода с присосами воздуха распределен по элементам системы, работающим под разрежением, пропорционально расчетным расходам воздуха с присосами в эти элементы. В свою очередь, расчетные присосы воздуха в каждый элемент вычислены согласно рекомендациям, содержащимся в [24, 31], в зависимости от длины сварных и фланцевых соединений, работающих под разрежением, и эмпирических коэффи-

222

циентов, определяющих среднестатистический удельный расход воздуха с присосами на один метр длины соответствующего соединения. Присосы воздуха принимаются условно локализованными в паровое пространство соответствующих теплообменников, однако в общем случае можно учесть раздельно присосы в паровое пространство и под уровень конденсата в конденсатосборнике, что позволяет более полно учесть влияние присосов воздуха на концентрацию растворенного кислорода в конденсате.

Априорные значения концентрации растворенного кислорода в конденсате греющего пара ряда пароводяных подогревателей определены в ходе оценки равновесных условий растворимости кислорода в воде в соответствии с законом Генри [57, 58].

При известном значении равновесной массовой концентрации растворенного кислорода в паровом пространстве $C_{O_2}^{n\ *}$, мкг/дм³, равновесная мольная доля кислорода в паре $Y_{O_2}^*$, ед., может быть рассчитана как

$$Y_{O_2}^* = C_{O_2}^{\pi^*} 10^{-6} \frac{1}{32} \left(\rho_{\pi} \frac{1}{18} + C_{O_2}^{\pi^*} 10^{-6} \frac{1}{32} \right)^{-1}, \qquad (5.13)$$

где 32 г/моль – молярная масса молекулярного кислорода; 18 г/моль – молярная масса растворителя (водяного пара); $\rho_{\rm n}$, г/дм³ – плотность пара.

Константу фазового равновесия при выражении концентрации кислорода в газовой и жидкой фазах через мольные доли можно рассчитать через константу Генри m_{pX} и общее давление системы p, выраженные в одних и тех же единицах измерения:

$$m_{xy} = \frac{m_{pX}}{p}.$$
(5.14)

При определении m_{pX} следует использовать температуру воды в рассматриваемой точке.

Тогда мольная доля X_{O_2} , ед., и массовая концентрация C_{O_2} , мкг/дм³, кислорода в воде может быть рассчитана по уравнениям вида:

$$X_{O_2} = \frac{Y_{O_2}^*}{m_{xy}};$$
 (5.15)

$$C_{O_2} = X_{O_2} \rho_{\pi} \frac{1}{18} \left(10^{-6} \frac{1}{32} - X_{O_2} 10^{-6} \frac{1}{32} \right)^{-1}, \qquad (5.16)$$

где $\rho_{\rm ж}$, г/дм³ – плотность воды.

Промежуточное выражение получим в виде:

$$C_{\rm O_2} = \frac{\rho_{\rm w} C_{\rm O_2}^{\rm m^*} \frac{32}{18}}{\frac{m_{pX}}{p} \left(\frac{32}{18}\rho_{\rm m} + C_{\rm O_2}^{\rm m^*} 10^{-6}\right) - C_{\rm O_2}^{\rm m^*} 10^{-6}}.$$
(5.17)

В расчетах можно пренебречь последним слагаемым в знаменателе, который составляет до 5*10⁻⁵ % от значения первого слагаемого, поэтому итоговое выражение для расчета концентрации растворенного кислорода в конденсате перепишем в виде

$$C_{O_2} = \frac{p \rho_{\pi} C_{O_2}^{n^*}}{m_{pX} \left(\rho_{\pi} + \frac{18}{32} C_{O_2}^{n^*} 10^{-6} \right)}.$$
 (5.18)

Коэффициент Генри *m*_{*pX*} определяется только температурой раствора и не зависит от количественного состава фаз и общего давления системы [57, 58, 111, 150].

В (5.18) значения *m_{pX}*, ρ_ж и ρ_п принимаются по температуре насыщения, соответствующей давлению *p*.

Как следует из (5.18), для определения равновесной концентрации растворенного кислорода в конденсате необходимо знать концентрацию этого газа в паре, находящемся в паровом пространстве подогревателя. По мере конденсации пара в подогревателе относительное содержание в нем неконденсируемых газов существенно увеличивается. Соответственно и равновесная концентрация растворенного кислорода в конденсате в каждой точке поверхности теплообмена оказывается различной. С учетом этого для проведения более точных оценок следует выполнять позонный расчет теплообменного аппарата (желательно с учетом локального переохлаждения конденсата) с последующим определением среднемассовой концентрации газа в суммарном потоке конденсата. Применительно к конденсаторам паровых турбин эффективность такого подхода доказана, например, в [215]. Для практических расчетов ограничимся вычислением равновесной концентрации растворенного кислорода в конденсате на входе в поверхность теплообмена и выходе из нее с последующим осреднением полученных данных в соответствии с выбранным законом изменения концентрации (в большинстве случаев экспоненциальным).

Рассчитав таким образом концентрацию растворенного кислорода в конденсате, зная расход конденсата и суммарный расход поступающего в подогреватель газа, можно рассчитать расход газа по линии отсоса паровоздушной смеси из подогревателя.

Расходы растворенного кислорода с присосами воды в конденсаторе и сетевых подогревателях вычисляются путем умножения соответствующей концентрации растворенного кислорода в воде на расход воды с присосом, который, в свою очередь, определяется по данным химических анализов воды и конденсата греющего пара на общую жесткость или удельную электропроводность.

Погрешность определения априорных значений расходов газа определяется для разных потоков либо как погрешность косвенных измерений с учетом метрологических характеристик средств измерения концентрации газа и расхода теплоносителя, либо задается по результатам экспертной оценки.

Результаты решения задачи регуляризации газовых потоков численным методом, приведенные в таблице 5.1, позволяют заключить, что в ходе регуляризации средняя по узлам графа невязка материального баланса уменьшилась с 6,1 % до 1,7 %, а максимальная – с до 19,1 % до 6,5 % (все невязки отнесены к расходу газа в парогазовой смеси, удаляемой из основного эжектора в атмосферу).

Для проверки правильности решения на рисунке 5.3 выполнено сопоставление значений целевой функции, полученных в ходе численного решения при различном числе сгенерированных вариантов, со значением целевой функции, отвечающем аналитическому решению (5.8) задачи в скалярной постановке (5.7). Анализ результатов показывает, что стабилизация значения целевой функции наблюдается при числе сгенерированных вариантов решения в диапазоне от 10^5 до 10^6 . При этом значение целевой функции при численном решении отличается от её значения при аналитическом решении не более чем на 10 относительных процентов. Такое расхождение объясняется учетом ограничений на допустимые значения параметров в численном решении, которые не учитываются при получении аналитического решения.

Получив регуляризированные значения расходов рассматриваемого газа (кислорода) по участкам схемы, можно определить расходы воздуха с присосами в интересующие элементы системы. Для этого необходимо выполнить пересчет, аналогичный реализованному на этапе подготовки априорной информации по расходам газа, с учетом молекулярной массы и объемных долей составляющих атмосферный воздух газов.

225



Рисунок 5.3. Сопоставление значений целевой функции, полученных при аналитическом решении задачи в скалярной постановке (линия) и численном решении задачи в векторной постановке при разном числе итераций N численного решения (точки)

5.3. Анализ результатов решения задачи

Расчеты, аналогичные описанным в предыдущем разделе, выполнены для условий 92 опытов, проведенных в рамках испытаний турбоагрегата Тп-115/125-130-1тп ТМЗ Йошкар-Олинской ТЭЦ-2.

В качестве окончательных приняты результаты решения задачи в векторной постановке с учетом ограничений численным методом (методом статистического программирования).

Сопоставление результатов решения задачи с априорными значениями расходов газов по рассматриваемому участку тепловой схемы позволяет сделать ряд важных выводов:

1) значение расхода воздуха с присосами в вакуумную систему по показаниям воздухомера, установленного на патрубке отвода неконденсируемых газов из основного эжектора в атмосферу, существенно отличается от значения этого показателя, полученного при сведении балансов: в рассмотренном в разделе 5.2 примере на 10 %, по другим опытам – от 2,8 до 36,7 %, в среднем по всем опытам – на 19,8 %; такое отклонение критично с точки зрения признания вакуумной системы турбины соответствующей или несоответствующей установленным нормам по герметичности;

2) среднеквадратическое отклонение расхода воздуха с присосами в вакуумную систему в отдельных опытах от среднего по всем опытам значения этого показателя составило 22,0 % при использовании показаний воздухомера и 3,6 % при использовании значений присосов, полученных в ходе решения задачи сведения балансов; это доказывает эффективность применения предложенного метода для установления действительной герметичности вакуумной системы турбоустановки;

3) разница между измеренным расходом воздуха, удаляемого из основного эжектора, и результатами оценочных расчетов присосов по элементам системы до регуляризации составляла более 20 %, а после – 3,5 %; таким образом, предложенный метод позволяет более обоснованно решать задачи не только интегральной оценки герметичности вакуумной системы, но и локализации элементов системы с повышенными присосами; при этом степень обоснованности получаемого решения задачи возрастает при увеличении числа точек измерения концентрации растворенного кислорода в воде и конденсатах системы;

3) изменения расходов газа по различным участкам системы отсоса паровоздушной смеси в ходе регуляризации достигли 50 % и более, что, с одной стороны, указывает на необходимость проведения такого рода расчетов при выборе конструктивных параметров системы отсоса и, с другой стороны, открывает возможность изучения реальных условий перехода газов в конденсат при конденсации пара из паровоздушной смеси в конденсаторе турбины, ПНД и теплообменниках, включенных в контур циркуляции основного конденсата турбоустановки.

Таким образом, разработанная математическая модель обеспечивает возможность сведения материальных балансов по слаборастворимым в теплоносителях ТЭС газам при некорректно заданной исходной информации и позволяет определять расход воздуха с присосами в вакуумную систему турбоустановок и расходы воздуха по элементам системы отсоса паровоздушной смеси с учетом результатов измерения расхода воздуха, удаляемого основным эжектором, и концентрации растворенного кислорода в воде различных относящихся к системе потоков. Описанный метод контроля герметичности вакуумной системы турбоустановок на основе сведения материального баланса по растворенному кислороду принят к использованию на Владимирской ТЭЦ-2.

5.4. Программная реализация предложенных методов сведения балансов по аддитивных характеристикам потоков теплоносителей в энергетических системах

Предложенная методика сведения материальных балансов в энергетических системах сложной структуры в условиях неопределенности исходной информации реализована в программных комплексах «ТЭС-Эксперт. Пароводяной баланс» [435] и «Баланс» [440].

Программный комплекс «ТЭС-Эксперт. Пароводяной баланс» [435] является составной частью (модулем) программного комплекса «ТЭС-Эксперт», разработанного коллективом авторов ИГЭУ и ЗАО «Ивэнергосервис» (г. Иваново) и предназначенного для оптимизации загрузки оборудования, планирования режимов работы и расчета показателей тепловой экономичности оборудования ТЭС.

Программный комплекс «ТЭС-Эксперт» (и, в частности, модуль «ТЭС-Эксперт. Пароводяной баланс») является масштабируемой платформой, на базе которой генерируется собственно расчетный программный комплекс для конкретной ТЭС. При разработке программного комплекса применена блочно-модульная структура, при этом тепловая схема рассматриваемого объекта моделирования формируется из заранее описанных моделей, описывающих отельные типы энергетического оборудования. Структура информационных потоков программного комплекса «ТЭС-Эксперт» приведена на рисунке 5.4. Рассматриваемый модуль «ТЭС-Эксперт. Пароводяной баланс» объединяет элементы, обозначенные на схеме как «ПВБ» и «ТБ». Указанные модули имеют общий интерфейс пользователя с модулем расчета номинальных и нормативных значений показателей тепловой экономичности («Макет расчета ТЭП» на схеме) (рисунок 5.5).

Алгоритм программного комплекса «ТЭС-Эксперт. Пароводяной баланс» основан на разработанной методике сведения материального баланса по результатам измерения параметров потоков теплоносителей в тепловой схеме ТЭС, описанном в разделе 5.2 (без учета сведения балансов по растворенным в теплоносителях газам). При этом задача формулируется в векторной постановке с учетом метрологических и технологических ограничений и решается методом статистического программирования.



Рисунок 5.4. Структура информационных потоков программного комплекса «ТЭС– Эксперт»: БД – база данных; ТБ – модуль сведения тепловых балансов; ПВБ – модуль сведения пароводяных балансов; ЭХ – расчет и компьютерное представление энергетических характеристик оборудования; ТЭП – технико-экономические показатели

90	-эксперт 2.0 номинальные и нормативные 1911 Инструменты Исходные данные Результаты раснета. Помощь	_	_	_	_	_	_	_	_	_		
7	инструментва исходнаве данные гезультата расчета Помоща Новый 👔 Открыть 🎬 Сохранить расчет 🧔 расчет - 💮 - 👌	Выполнить расчет	Отправи сообщени ошибк	1ть 1е об е							Програ ТЭС-	имный кон Экспе
		Расчет номиналь	ных показат	елей работ	ы энергетич	ческих котл	DB					
8	помилальное значение козучунциента изовттка воздуха в уходящих газах котлов, ед	α (H) γx	1.337	1.366	1.337	1.365	1.349	1.361	1.362	1.337	1.334	
)	Номинальное значение доли рециркуляции горячего воздуха, ед	α ^{гв (н)} рец	0.076	0.059	0.095	0.09	0.066	0.058	0.175	0.068	0.077	
	Приведенные характеристики экибастузского каменного угля, ед											
)	к	к	3.535	3.535	3.535	3.535	3.535	3.535	3.535	3.535	3.535	
ī	c	с	0.47	0.47	0.47	0.47	0.47	0.47	0.47	0.47	0.47	
2	b	b	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	
3	Исходно-номинальное значение КПД брутто котла, %,	η _κ ^{6p исх}	91.934	91.178	91.925	91.171	91.772	91.608	91.599	91.925	91.967	
•	- группы котлов	η бриск гр										91.666
	Исходно-номинальный расход топлива котлов, тут	Висх	25966.26	26360.452	21361.619	26686.013	10527.69	21176.892	19743.892	25762.776	26781.886	
	- группы котлов	B _{ucx} rp										204367.4
,	Номинальный расход мазута в условном исчислении на пуски котлов по дислетчерскому графику, тут	в _{пк} м(н)	0	0	102	0	51	0	51	0	0	
8	- группы котлов	В _{ПК} м (н) гр										204
,	Номинальный расход мазута в натуральном исчислении на пуски котлов по диспетчерскому графику, тнт	в м нат (н) ПК і	0	0	80.833	0	40.417	0	40.417	0	0	
	- группы котлов	В м нат (н) ПК гр										161.66
L	Исходно-номинальная доля мазута по тепловыделению в сожженном топливе котла, ед	а, ^{исх}	0	0	0.005	0	0.005	0	0.003	0	0	
2	- группы котлов	α _м исх гр										0.001
3	Номинальный расход физического тепла предварительно подогретого топлива (мазута), дополнительно внесенного в топку котла, Гкал	Q _{тл} ^(н)	0	0	4.724	0	2.362	0	2.362	0	0	
1	Номинальный расход тепла парового дутья (форсуночного пара), дополнительно внесенного в топку котла, Гкал	Q _ф (н)	29.87þ	29.879	25.185	29.879	13.777	29.879	28.194	29.879	29.879	
5	Номинальное количество тепла, дополнительно внесенного в топку котла, Гкал	Q _{вн} (н)	29.879	29.879	29.908	29.879	16.139	29.879	30.556	29.879	29.879	
5	- группы котлов	Q _{вн} ^{(н) гр}										255.878
7	Промежуточное значение поправочного коэффициента на дополнительно внесенное тепло котлов, ед	К _Q прм	0.99984	0.99984	0.9998	0.99984	0.99978	0.9998	0.99978	0.99983	0.99984	
3	- группы котлов	К _Q прм гр										0.99982
1	Исходно-номинальное значение температуры уходящих газов	- 1457	105 040	145 500	105 107	145.000	100.000	101.050	101.000	105.11	125 007	

Рисунок 5.5. Пример диалогового окна программного комплекса «ТЭС-Эксперт. Пароводяной баланс»

Результаты балансовых расчетов отображаются в табличной форме (как, например, на рисунке 5.5), так и на мнемосхемах (рисунок 5.6).



Рисунок 5.6. Пример отображения результатов балансовых расчетов на мнемосхеме в программном комплексе «ТЭС-Эксперт»

В настоящее время проводятся работы по модернизации программного комплекса «ТЭС-Эксперт. Пароводяной баланс» с целью обеспечения возможности проведения балансовых расчетов по растворенным в теплоносителях газам в соответствии с методикой, описанной в разделе 5.2 диссертации.

Программный комплекс «Баланс» [440] разрабатывался как локальное программное обеспечение, предназначенное для решения задачи совместного сведения материальных и энергетических балансов в тепловых схемах ТЭС. Алгоритмы совместного сведения указанных балансов аналогичны описанным в разделе 5.2 диссертации алгоритмам сведения материальных балансов по теплоносителям и растворенным в них газам с той разницей, что вместо баланса по массе газа рассматривается баланс по энергетической мощности потоков теплоносителей, которая определяется как произведение расхода теплоносителяя на его теплосодержание. Подробные сведения о такой постановке задачи изложены в диссертации А.П. Зимина [260], подготовленной под научным руководством автора.

Программный комплекс «Баланс» не имеет собственного интерфейса, разработан на языке программирования Visual Basic и предназначен для использования в проектах, создаваемых в среде MS Excel.

Программный комплекс предназначен для решения задач проверки соответствия рассчитываемых по результатам измерения расходов теплоносителей невязок материального баланса по узлам энергетической системы произвольной структуры нормативным метрологическим характеристикам используемых средств измерения, а также сведения материальных и энергетических балансов по результатам измерения параметров потоков теплоносителей в системе.

Исходными данными являются структура системы, кодируемая в виде матрицы инцидентности, предварительные значения и погрешность определения параметров потоков теплоносителей в системе.

По результатам расчета определяются наиболее вероятные значения параметров теплоносителей в системе.

Программный комплекс «Баланс» использован также при модернизации программного комплекса «ТЭС-Эксперт» (применительно к Омской ТЭЦ-5).

5.5. Выводы по пятой главе

1. Выполнено обобщение разработанного ранее на основе регуляризации Тихонова метода сведения материальных балансов по данным измерений параметров теплоносителей в технологических системах со сложной конфигурацией потоков в условиях недостаточности или некорректности исходной информации на метод расчета характеристик газообмена в таких системах, реализованный в соответствующей математической модели.

2. На основе предложенного подхода разработан метод контроля герметичности вакуумной системы турбоустановок на основе сведения материального баланса по растворенному кислороду, который позволяет определять расход воздуха с присосами в вакуумную систему турбоустановок и расходы воздуха по элементам системы отсоса паровоздушной смеси с учетом результатов измерения расхода воздуха, удаляемого основным эжектором, и концентрации растворенного кислорода в воде различных относящихся к системе потоков. 3. Апробация разработанного метода контроля герметичности вакуумной системы турбоустановок применительно к турбоагрегату Тп-115/125-130-1тп Йошкар-Олинской ТЭЦ-2 показала, что при его использовании обеспечивается повышение достоверности оценки действительной герметичности вакуумной системы турбоустановки, а также выявление элементов системы с повышенными присосами воздуха. Разработанный метод принят к использованию на Владимирской ТЭЦ-2.

4. Разработанные методики сведения материальных балансов в энергетических системах сложной структуры в условиях неопределенности исходной информации реализована в программных комплексах «ТЭС-Эксперт. Пароводяной баланс» и «Баланс».

Материалы главы 5 опубликованы в работах [412, 413, 416, 424, 429, 435, 440, 459, 466, 467, 471, 474, 476, 499].

ГЛАВА 6. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ РАСЧЕТА РАБОЧИХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ПРИ ЧАСТОТНОМ РЕГУЛИРОВАНИИ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

В первой главе диссертации показано, что одним из наиболее перспективных направлений повышения энергетической эффективности деаэрационных установок является использование частотного регулирования производительности насосов. В составе деаэрационных установок в подавляющем большинстве случаев используются центробежные ные насосы двухстороннего всасывания (типа «Д») либо центробежные многоступенчатые насосы (в деаэрационно-питательных установках паровых котлов).

При экономическом обосновании энергосберегающих мероприятий по установке различных устройств, обеспечивающих частотное регулирование производительности насосов (частотно-регулируемого электропривода, гидромуфт, приводных турбин), необходимо с приемлемой точностью определять технический эффект, выражаемый экономией электрической мощности на привод насосов при переходе от традиционно применяемого регулирования путем дросселирования к регулированию путем изменения числа оборотов ротора. Существующие методы расчета рабочих и энергетических характеристик насосов при значительном изменении числа оборотов ротора либо требует наличия большого объема экспериментальных данных, либо дают существенную погрешность при определении показателей работы насосов, сопоставимую с получаемым при реализации мероприятия техническим эффектом. Таким образом, возникает необходимость в разработке новой математической модели для расчета рабочих и энергетических характеристик насосов рассматриваемых типов при частотном регулировании их производительности. При этом идентификация математической модели должна быть эффективной при использовании ограниченной выборки экспериментальных данных.

Для разработки такой математической модели и проверки её применимости при решении практических задач необходимо располагать экспериментальными данными, описывающими работу насосов различных типоразмеров при изменении числа оборотов ротора. Решению этой задачи посвящена настоящая глава диссертации.

6.1. Экспериментальные исследования центробежных насосов с частотным регулированием производительности

6.1.1. Объекты экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования проведены на участке химводоочистки «Стана 2000» теплосилового цеха ОАО «Северсталь», объединяющем оборудование фильтровального зала и деаэрационно-питательной установки. Все насосы, работающие на этом участке, оборудованы частотно-регулируемым электроприводом. При этом в составе насосного оборудования использованы насосы различных типоразмеров, что позволило охватить в ходе экспериментальных исследований широкий круг объектов.

В составе технологической схемы установлены следующие группы насосов: насосы исходной воды; насосное оборудование деаэрационно – питательной установки (насосы химочищенной воды; подкачивающие насосы; насосы деаэрированной воды). Ниже приведена характеристика насосов каждого типа:

Насосы исходной воды № 1-4:

Тип насоса	Omega 200 – 520A;
Завод-изготовитель насоса «КСБ	Акциенгезельшафт» (Германия);
Номинальные параметры:	
– число оборотов ротора	1488 об/мин;
– объемная подача	800 м ³ /ч;
– напор	80 м вод. ст.;
– КПД	нет данных;
— мощность	нет данных;
– кавитационный запас	нет данных;
Тип электродвигателя	3~MOT 1 LA8 315-4A B60-Z315;
Завод-изготовитель	
электродвигателя	«Siemens» (Германия, г. Нюрнберг);
Номинальные параметры:	
– номинальная мощность	250 кВт;
– число оборотов ротора	1488 об/мин;
$-\cos(\varphi)$	0,87;
– КПД	нет данных.

Тип насоса	1Д-800-56;			
Завод-изготовитель насоса ОАО «Ливгидромаш» (Россия, г. Ливны);				
Номинальные параметры:				
– число оборотов ротора	1450 об/мин;			
– объемная подача	800 м ³ /ч;			
– напор	56 м вод. ст.;			
– КПД	83 %;			
— мощность	150 кВт;			
– кавитационный запас	5 м вод. ст.;			
Тип электродвигателя	5АН315А4 УЗ;			
Завод-изготовитель				
электродвигателя	Московский электромеханический завод			
	им. Владимира Ильича «ЭВИ»;			
Номинальные параметры:				
– номинальная мощность	200 кВт;			
– число оборотов ротора	1470 об/мин;			
$-\cos(\phi)$	0,89;			
– КПД	94 %.			
Насосы деаэрированной воды М	è 9−14:			
Тип насоса	СЭ500-70-16;			
Завод-изготовитель насоса Сумс	кий завод энергетического			
	машиностроения «Насосэнергомаш»			
	(Украина, г. Сумы);			
Номинальные параметры:				
– число оборотов ротора	2935 об/мин;			
– объемная подача	500 м ³ /ч;			
– напор	70 м вод. ст.;			
– КПД	82 %;			
— мощность	103 кВт;			
– кавитационный запас	10 м вод. ст.;			
Тип электродвигателя	5АН280А2Б УЗ;			

Завод-изготовитель

электродвигателя	Московский электромеханический завод
	им. Владимира Ильича «ЭВИ»;

Номинальные параметры:

– номинальная мощность	150 кВт;
– число оборотов ротора	2935 об/мин;
$-\cos(\varphi)$	0,90;
– КПД	94 %.

Подкачивающие насосы № 15–18:

Тип насоса СЭ800-55-11;

Завод-изготовитель насоса Сумский завод энергетического

машиностроения «Насосэнергомаш»

(Украина, г. Сумы);

Номинальные параметры:

 – число оборотов ротора 	1500 об/мин;
– объемная подача	800 м ³ /ч;
– напор	55 м вод. ст.;
– КПД	81 %;
- мощность	131 кВт;
– кавитационный запас	5,5 м вод. ст.;
Тип электродвигателя	5АН280А УЗ;
Завод-изготовитель	
электродвигателя	Московский электромеханический завод
	им. Владимира Ильича «ЭВИ»;
Номинальные параметры:	
– номинальная мощность	132 кВт;
– число оборотов ротора	1465 об/мин;
$-\cos(\phi)$	0,89;
– КПД	93 %.

Все насосные агрегаты оборудованы блоками частотного регулирования (частотными преобразователями) типа «AVy» соответствующей мощности производства General Electric Compani, CША. Все насосы могут эксплуатироваться в трех режимах работы: 1) при работе электродвигателя непосредственного от сети переменного тока при номинальном числе оборотов ротора электродвигателя; 2) при включенных частотных преобразователях и регулировании числа оборотов ротора вручную задатчиком на местном щите управления; 3) при включенных частотных преобразователях и регулировании числа оборотов ротора от действия системы автоматического управления и контроля.

6.1.2. Метрологическое обеспечение и методика проведения экспериментальных исследований

Основной задачей испытаний насосов являлось получение данных для построения их рабочих и энергетических характеристик. В соответствии с этим разработано и метрологическое обеспечение испытаний, обеспечивающее измерение теплогидравлических параметров работы насосов и электрических параметров приводных электродвигателей.

В ходе испытаний измерялись основные теплотехнические параметры работы насосов:

- давление воды во всасывающем и напорном патрубках;

- температура воды во всасывающем и напорном патрубках;

- объемный расход воды через насос;

– число оборотов ротора.

Кроме указанных параметров, при внешних осмотрах оборудования измерялась температуры подшипниковых узлов насосных агрегатов, корпусов электродвигателей, сальниковых уплотнений.

Метрологические характеристики использованных средств измерений теплотехнических параметров сведены в таблицу 6.1.

При испытаниях насосных агрегатов измерялись следующие электрические параметры электродвигателей: активная составляющая тока на выходе ЧРП; напряжение на выходе ЧРП; выходная активная мощность ЧРП; число оборотов ротора насосного агрегата. Указанные параметры измерялись штатными средствами измерения, показания которых выведены на дисплей каждого из ЧРП.

Метрологические характеристики средств измерения

Наименова-	Наименование	Метрологические характеристики					
ние измеряе-	и тип средств	Диапазон	Погреш-	Цена			
мого пара-	измерений	измерений	греш-	деления			
метра, едини-			ность				
ца измерения							
1. Температура	ТСПТ 101-Pt100, Кон-	От (-50,0)	± 0,1 °C	0,1 °C			
воды, °С	троллер Simatic S7-400,	до 150,0 °С					
(основное из-	ПЭВМ						
мерение)							
2. Температура	Термометр контактный	От (-20,0)	± 2 °C	0,1 °C			
воды, °С	ТК-5-01 с погружным	до 200 °С	(до				
(дублирующее	зондом		50 °C)				
измерение)			± 2 %				
			(свыше				
			50 °C)				
3. Объемный	Promag 50W	От 0 до	± 2,5 %	0,1 м ³ /ч			
расход воды,	DN 500 PN10,	2000,0 м ³ /ч					
м ³ /ч (основное	Контроллер Simatic						
измерение)	S7-400, ПЭ́ВМ						
4. Объемный	Расходомер переносной	От 0,1 до	± 0,3 %	0,1 м ³ /ч			
расход воды,	ультразвуковой	22600 м ³ /ч					
м ³ /ч	Portaflow 300						
(дублирующее	(«Micronics Ltd»,						
измерение)	Великобритания)						
5. Давление	Манометр деформаци-	От 0 до	0,4	1 деление			
воды, кгс/см ²	онный образцовый типа	4,0 кгс/см ²	(класс	условной			
(основное	МО с условной шкалой,		точно-	шкалы			
и дублирую-	верхний предел измере-		сти)	$(0,016 \ \kappa c/cm^2)$			
щее измере-	ния 4,0 кгс/см ²						
ния)	Манометр деформаци-	От 0 до	0,4	1 деление			
	онный образцовый типа	10,0 кгс/см ²	(класс	условной			
	МО с условной шкалой,		точно-	шкалы			
	верхний предел измере-		сти)	$(0,04 \ \kappa \Gamma c/cm^2)$			
	ния 10,0 кгс/см ²						

теплотехнических параметров при испытаниях насосов

Непосредственно перед испытаниями каждого насоса выполнялись необходимые регламентные операции: осмотр насосного агрегата, определение его технического состояния, проверка комплектности контрольно-измерительных приборов, арматуры, прокрутка арматуры, контроль требований технологической инструкции в части содержания насосного агрегата в соответствующем оперативном состоянии. Собственно испытания каждого насоса проводились в два этапа:

1) испытания при работе электродвигателя от сети для получения фактических рабочих характеристик насоса при номинальном числе оборотов ротора;

2) испытания при изменении числа оборотов ротора (при задании числа оборотов ротора вручную на местном щите управления) для получения данных в показателях работы насоса при частотном регулировании производительности.

Каждый опыт при испытаниях насосов длился не менее восьми минут. После перехода от условий предшествующего опыта к новому режиму работы насосного агрегата делалась выдержка по времени для стабилизации тепломеханического состояния оборудования и трубопроводной сети, на которую работает агрегат (в большинстве случаев около 10 минут). В ходе каждого опыта все контролируемые параметры измерялись не менее 10 раз.

6.1.3. Обработка результатов экспериментальных исследований

Первичная обработка результатов замеров контролируемых параметров в опытах выполнялась в соответствии с алгоритмом, изложенным в разделе 2.2.1. В результате получены окончательные измерения параметров в опытах (таблица П.5.1 Приложения 5).

По значениям окончательных результатов измерения параметров в опытах выполнялся расчет показателей рабочих и энергетических характеристик насосов [323, 324]:

– полного напора насоса, м вод. ст.

$$H = \frac{P_{\rm H} - P_{\rm B}}{\rho g} + \frac{c_{\rm H}^2 - c_{\rm B}^2}{2g} + (z_{\rm H} - z_{\rm B}), \qquad (6.1)$$

где $P_{\rm H}$ и $P_{\rm B}$, Па – давление воды в напорном и всасывающем патрубках соответственно; $z_{\rm H}$ и $c_{\rm B}$, м/с – скорость воды в напорном и всасывающем патрубках соответственно; $z_{\rm H}$ и $z_{\rm B}$, м – геометрические высоты расположения осей напорного и всасывающего патрубков соответственно; $g = 9,81 \text{ м/c}^2$ – ускорение свободного падения; ρ , кг/м³ – средняя плотность воды в насосе; скорость воды во всасывающем и напорном патрубках определялась в тех сечениях, где установлены приборы измерения статического давления, при этом расход воды через всасывающий и напорный патрубки насоса одинаков и равен измеренному значению объемной подачи Q, м³/с; средняя плотность воды в насосе определялась как среднее из значений плотности при параметрах во всасывающем и напорном патрубках; - полезной мощности насоса, кВт

$$N_{_{H}} = \rho g H Q \cdot 10^{-3}, \qquad (6.2)$$

- мощности на валу насоса, кВт

$$N = N_{\rm YP\Pi} \cdot \eta_{\rm PI}, \tag{6.3}$$

где *N*_{ЧРП}, кВт – измеренное значение выходной мощности частотного преобразователя; η_{об}, ед. – КПД электродвигателя, определяемый по его характеристике при текущем значении числа оборотов ротора;

– КПД насоса, ед.:

$$\eta = \frac{N_{\scriptscriptstyle H}}{N}.\tag{6.4}$$

6.2. Анализ применимости существующих математических моделей для расчета рабочих и энергетических характеристик насосов при частотном регулировании производительности

В большинстве литературных источников [322–324] для построения рабочих характеристик насосов при частотном регулировании производительности предложен подход, основанный на использовании формул пропорциональности (1.33). Формулы пропорциональности, полученные исходя из положений теории подобия лопастных насосов, отражают изменение рабочих параметров насоса при изменении числа оборотов ротора, диаметра рабочего колеса и т.п.

Для практических расчетов формулы (1.33) не применимы, поскольку функции изменения объемного и гидравлического КПД насоса в зависимости от числа оборотов ротора в большинстве случаев отсутствуют. В связи с этим рекомендуется [322–324] использовать упрощенные выражения (1.36), полученные в предположении, что гидравлический и объемный КПД насоса остаются неизменными при любой частоте вращения ротора.

Нужно отметить, что погрешность, вносимая в расчет пренебрежением неравенства КПД насоса при изменении числа оборотов ротора, тем меньше, чем меньше изменение самого числа оборотов ротора. Это характерно для насосов с регулированием производительности путем дросселирования. При частотном регулировании производительности изменение числа оборотов ротора оказывается большим, что вносит в расчет по упрощенным формулам пропорциональности (1.36) в сравнении с расчетом по формулам пропорциональности без упрощения (1.33) существенную погрешность.

Для дальнейших рассуждений обозначим математическую модель, составленную упрощенными формулами пропорциональности (1.36) как «модель 1». Сопоставим для примера (рисунок 6.1) результаты расчета рабочих характеристик по модели 1 с данными, полученными в ходе натурных испытаний насоса типа 1Д-800-56 и описанными в предыдущем разделе. В качестве базовых приняты рабочие характеристики насоса при работе электродвигателя с номинальным числом оборотов ротора $\omega = 1450$ об/мин.



Рисунок 6.1. Сопоставление результатов расчета рабочих характеристик насоса 1Д-800-56 по модели 1 с экспериментальными данными (точки): *Q*, м³/ч – подача насоса; *H*, м вод. ст. – напор насоса; *N*, кВт – мощность на валу насоса; ω, об/мин – число оборотов ротора насоса

Исходя из представленной на рисунке 6.1 информации можно сделать следующие выводы о применимости упрощенных формул пропорциональности (модели 1):

– расчеты по модели 1 приводят к завышению напорных характеристик и занижению характеристик мощности при пониженных числах оборотов ротора насоса (в рассматриваемом примере среднее завышение напорной характеристики составляет 5,3 %, а среднее занижение характеристики мощности – 11,7 %; в целом по всем исследованным насосам эти значения достигают 17 и 36 % соответственно);

– характеристика КПД насоса, рассчитанная по модели 1, при снижении числа оборотов ротора деформируется в направлении уменьшения подачи, максимальное значение КПД остается постоянным; при этом следует, что КПД насоса при равных подачах, меньших номинальной, должен повышаться при снижении числа оборотов ротора, что не подтверждается опытными данными.

Отметим, что наиболее точные результаты при использовании модели 1 получаются для насосов, номинальная рабочая характеристика КПД которых имеет более пологую форму, т.е. в случае, если характеристика близка к горизонтали в рабочем диапазоне изменения подачи. К таким насосам, например, относятся сетевые насосы типа СЭ-5000-70 и СЭ-5000-160 [327].

В опубликованных результатах исследований [325] на основании анализа рабочих характеристик насосов различных типов показано, что максимальный КПД на рабочей характеристике насоса уменьшается как при понижении, так и при повышении числа оборотов ротора относительно номинального значения. При этом характеристика КПД насоса при изменении числа оборотов ротора может быть описана выражением (1.37).

Следует отметить, что $F_{\eta}(Q)$ в выражении (1.37) определяет номинальную рабочую характеристику насоса по КПД. Здесь наиболее точным является использование зависимости, описывающей реальную номинальную характеристику КПД, полученную в испытаниях, вид которой для каждого типа насосов индивидуален. Кроме того, при обработке результатов испытаний конкретного насоса с использованием зависимости (1.37) зачастую не достигается требуемая степень точности, что приводит к необходимости введения второго параметра идентификации *a* – степени относительного числа оборотов ротора $\left(\frac{\omega}{\omega_{\rm H}}\right)$ в выражении (1.37) (в методике [325] эта степень равна строго

2). С учетом этого выражение (1.37) перепишется в следующем виде:

$$\eta = \left(1 - k \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{\rm H}}\right)^a\right]\right) \cdot F_{\eta}(Q).$$
(6.5)

где *k* и *a* – параметры идентификации (*k* – от 0,28 до 1,54 в зависимости от типа насоса [325]); $F_{\eta}(Q)$ – функция, описывающая изменение полного КПД насоса от подачи при номинальном числе оборотов ротора $\omega_{\rm H}$.

В рамках этого подхода напорная характеристика насоса при изменении числа оборотов ротора может быть аппроксимирована зависимостью

$$H = F_H(Q) \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_{_{\rm H}}}\right)^a, \tag{6.6}$$

где $F_H(Q)$ – функция, описывающая изменение напора насоса от подачи при номинальном числе оборотов ротора $\omega_{\rm H}$.

Уравнение для расчета мощности на валу насоса, кВт, при изменении числа оборотов ротора при использовании выражений (6.5) и (6.6) и измерении подачи насоса в м³/ч определится как

$$N = \frac{\rho g Q F_{H}(Q) \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_{H}}\right)^{a}}{1000 \cdot 3600 \left(1 - k \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{H}}\right)^{a}\right]\right) \cdot F_{\eta}(Q)}, \qquad (6.7)$$

где g = 9,81 м/c² – ускорение свободного падения; ρ , кг/м³ – средняя плотность воды в насосе.

Для расчета по выражениям (6.5) – (6.7) (назовем эту модель моделью 2) необходимо знать параметры идентификации математической модели k и a. При расчете с использованием номинальных рабочих характеристик и отсутствии экспериментальных данных в соответствии с рекомендациями [325] следует принять a = 2 и значение k в пределах от 0,28 до 1,54 в зависимости от типа насоса. Более точные рабочие характеристики получаются при использовании для идентификации модели экспериментальных данных. Ясно, что получение уравнений, описывающих рабочие характеристики насоса в подобном виде, возможно только при обработке большого объема опытных данных. Для рассмотренного выше примера с насосом 1Д-800-56 получены значения a = 2,3и k = 0,3. Результаты расчета с использованием модели 2 представлены на рисунке 6.2.



Рисунок 6.2. Сопоставление результатов расчета рабочих характеристик насоса 1Д-800-56 по модели 2 с экспериментальными данными (точки): обозначения те же, что на рисунке 6.1

Анализ результатов использования модели 2 позволяет заключить следующее:

– расчеты по модели 2 приводят к более точным значениям напора и мощности насоса, чем значения, полученные с использованием модели 1; так, по опыту расчетов, для модели 2 разница между расчетными и экспериментальными значениями в среднем не превышает 11 %, однако при недостаточности экспериментальных данных это расхождение может достигать больших значений;

– характеристика КПД насоса, рассчитанная по модели 2, при уменьшении числа оборотов ротора деформируется вдоль оси ординат; максимальное значение КПД уменьшается при отклонении числа оборотов ротора от номинального значения, подача, при которой КПД имеет максимальное значение, остается неизменной; расчетные и опытные значения КПД соотносятся между собой с отклонением не более 5 % (относительных);

– относительное число оборотов ротора входит в выражение расчета напора насоса в степени, обычно превышающей 2 (в рассмотренном примере a = 2,3), что противоречит

244

основным положениям теории насосов. Это обстоятельство, по-видимому, связано с тем, что модель 2 не учитывает изменения подачи насоса в подобных режимах его работы.

Таким образом, модель 2 следует считать статистической математической моделью. Используя эту модель, можно с высокой степенью точности обработать опытные данные. Однако точность аппроксимации напрямую зависит от количества опытных точек, поэтому для использования этой модели требуется проведение испытаний насосов в широких диапазонах изменения параметров. Пересчет номинальных рабочих характеристик насосов по модели 2 при отсутствии экспериментальных данных приводит к относительно большим погрешностям.

6.3. Разработка новой математической модели для расчета рабочих и энергетических характеристик насосов при частотном регулировании производительности

На основании анализа, проведенного в предыдущем разделе, следует заключить, что необходима разработка новой математической модели, позволяющей с достаточной точностью рассчитывать рабочие характеристики насосов при переменном числе оборотов ротора при ограниченном объеме экспериментальных данных.

Одним из путей разработки такой модели является развитие модели 1 в целях более полного учета физической природы процессов, протекающих в насосах при изменении числа оборотов ротора.

Рассмотрим более подробно формулы пропорциональности (1.33), учитывающие изменение КПД при изменении числа оборотов ротора насоса. Известно [323, 324], что объемный КПД насоса может быть подсчитан по формуле

$$\eta_{o6} = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{-0.66}},\tag{6.8}$$

где $n_s = 3,65 \frac{\omega \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$ – коэффициент быстроходности насоса (здесь подача насоса Q входит в единицах измерения м³/с; для насосов с двусторонним подводом жидкости вместо Q следует подставлять Q/2).

Гидравлический КПД насоса описывается выражением [323, 324]

$$\eta_{\rm r} = 1 - \frac{0.42}{\left(lg \, D_{\rm III} - 0.172\right)^2},\tag{6.9}$$

где $D_{\Pi 1}$ – приведенный диаметр входа в рабочее колесо насоса, может быть определен как

$$D_{\rm II1} = 4,25 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{Q}{\omega}}.$$
 (6.10)

В последнее выражение подача насоса *Q* также входит в единицах измерения м³/с. Полный КПД насоса вычисляется через произведение КПД:

$$\eta = \eta_{00} \eta_{\rm r} \eta_{\rm M}, \qquad (6.11)$$

где η_{M} , ед. – механический КПД насоса.

Механический КПД определяется механическими свойствами, конструкцией и эксплуатационным состоянием подшипников и уплотнений вала насоса и поэтому является трудно моделируемым.

Проанализируем теперь формулы (6.8), (6.9) и (6.11). В качестве примера рассчитаем с использованием этих выражений все КПД рассмотренного выше насоса 1Д-800-56 при номинальном числе оборотов ротора. Характеристика полного КПД известна, поэтому механический КПД может быть рассчитан путем выражения его из формулы (6.11). Результаты расчета представлены на рисунке 6.3.



Рисунок 6.3. Составляющие полного КПД насоса 1Д-800-56 при номинальном числе оборотов ротора: а – объемный КПД; б – гидравлический КПД; в – механический КПД; г – полный КПД

Полученные результаты позволяют заключить, что объемные и гидравлические потери насоса практически не изменяются во всем диапазоне изменения его подачи, основное же влияние на полный КПД насоса оказывают механические потери. Рассмотрим теперь более подробно структуру механических потерь энергии в насосе. Мощность этих потерь $N_{\text{мех}}$ [323, 324] может быть представлена как сумма мощности потерь гидравлического трения рабочей среды о нерабочие поверхности рабочего колеса $N_{\text{гидр.тр}}$ и мощности потерь механического трения в подшипниках и сальниковых уплотнениях $N_{\text{мех.тр}}$:

$$N_{\rm mex} = N_{\rm rudp.rp} + N_{\rm mex.rp}. \tag{6.12}$$

Потери *N*_{гидр.тр} определяются, в основном, числом оборотов ротора [323, 324]:

$$N_{\rm rudp.rp} = K\omega^3, \tag{6.13}$$

где *К* – константа, зависящая от плотности перекачиваемой среды, геометрических размеров рабочего колеса насоса и характера течения в боковых зазорах рабочего колеса.

Исходя из представлений о силе трения как произведении коэффициента трения на силу нормального давления, а также приняв значение коэффициента неизменным, нетрудно получить выражение для мощности потерь механического трения $N_{\text{мех.тр}}$ в следующем виде:

$$N_{\text{MeX,TD}} = B\omega, \tag{6.14}$$

где *В* – коэффициент, учитывающий конструктивные особенности и эксплуатационное состояние подшипниковых и сальниковых узлов насоса.

Из выражений (6.12), (6.13) и (6.14) следует, что механические потери энергии определяются числом оборотов ротора и не зависят от подачи насоса, что противоречит данным рисунка 6.3. Таким образом, формулы (6.8) и (6.9) не могут применяться для расчета составляющих КПД насоса в широком диапазоне изменения его подачи и, следовательно, не могут быть использованы для построения рабочих характеристик насоса при переменном числе оборотов ротора. Они могут применяться только в случае пересчета рабочих характеристик в узком диапазоне изменения подачи, например в окрестностях рабочей точки насоса. Однако в этом случае изменение КПД относительно невелико, и с достаточной степенью точности могут быть использованы упрощенные формулы пропорциональности (модель 1).

Сказанное позволяет заключить, что построение модели работы насоса при его частотном регулировании, исходя только из физических соображений о природе протекающих при этом процессов, затруднено. Это обусловлено тем, что потери мощности в насосе являются большей частью не моделируемыми, поскольку для их расчета требуется наличие данных о состоянии рабочих и нерабочих поверхностей насоса, сальниковых и подшипниковых узлов.

С учетом проведенного анализа разработана математическая модель, использующая как физические основы процессов, так и элементы аппроксимации экспериментальных данных. Рассмотрим основные её положения.

Гидравлический КПД насоса может быть определен через напор насоса и величину гидравлических потерь:

$$\eta_{\rm r} = \frac{H}{H+h},\tag{6.15}$$

где *H* – напор насоса; *h* – гидравлические потери (потери напора) от гидравлического трения и вихреобразования во всей проточной части насоса.

Режимы течения воды в проточной части насоса лежат большей частью в квадратичной области [322–324]. В этом случае гидравлические потери зависят от квадрата линейной скорости, а значит, от квадрата числа оборотов ротора, т.е. отношение величины гидравлических потерь в режиме работы с числом оборотов ротора ω к их величине в режиме работы с номинальным числом оборотов ротора можно записать как

$$\frac{h}{h_{\rm H}} = \left(\frac{\omega}{\omega_{\rm H}}\right)^2. \tag{6.16}$$

Отношение гидравлических КПД при текущем и номинальном числах оборотов ротора запишется с использованием уравнений (6.15) и (6.16) следующим образом:

$$\frac{\eta_{\rm r}}{\eta_{\rm r,H}} = \frac{H(H_{\rm H} + h_{\rm H})}{(H + h)H_{\rm H}} = \frac{H}{H_{\rm H}} \cdot \frac{h_{\rm H}}{h} \cdot \frac{\frac{H_{\rm H}}{h_{\rm H}} + 1}{\frac{H_{\rm H}}{h} + 1}.$$
(6.17)

Подставив в уравнение (6.17) выражения (1.33) (в части напора) и (6.16), получим

$$\frac{\eta_{r}}{\eta_{r,H}} = \left(\frac{\omega}{\omega_{H}}\right)^{2} \cdot \frac{\eta_{r}}{\eta_{r,H}} \cdot \left(\frac{\omega_{H}}{\omega}\right)^{2} \cdot \frac{\frac{H_{H}}{h_{H}} + 1}{\frac{H}{h} + 1};$$

$$\frac{\frac{H_{H}}{h_{H}} + 1}{\frac{H}{h} + 1} = 1; \quad \frac{H}{H_{H}} = \frac{h}{h_{H}} = \left(\frac{\omega}{\omega_{H}}\right)^{2}.$$
(6.18)

т.е. при предположении о принадлежности режимов течения воды в насосе квадратичной области гидравлический КПД машины при изменении числа оборотов ротора остается постоянным.

Объемный КПД насоса определяется уравнением [323, 324]:

$$\eta_{\rm of} = \frac{Q}{Q + \Delta Q},\tag{6.19}$$

где ΔQ – циркуляция воды внутри насоса (перетоки через внутренние зазоры с напорной стороны рабочего колеса в его входное сечение).

Сделаем допущение, что геометрические характеристики зазоров проточной части насоса остаются постоянными при изменении числа оборотов ротора. Перепад давлений между напорной и всасывающей сторонами рабочего колеса может быть выражен из известного выражения (6.1) для напора насоса [323, 324].

Скорости воды во всасывающем и напорном патрубках определяются следующим образом:

$$c = \frac{4Q}{3600 \cdot 3,14d^2},\tag{6.20}$$

где *d*, м – внутренний диаметр соответствующего патрубка (напорного или всасывающего), в частном случае, или эквивалентные диаметры поперечных сечений гидравлической части насоса на сторонах всасывания или нагнетания.

Поскольку режим течения циркулирующей в зазорах гидравлической части насоса воды неизвестен, примем, что расход этой воды изменяется пропорционально перепаду давления между всасывающей и напорной сторонами рабочего колеса в некоторой степени *r* (индекс «н» относится к режиму с номинальным числом оборотов ротора насоса)

$$\frac{\Delta Q}{\Delta Q_{\rm H}} = \left(\frac{P_{\rm H} - P_{\rm BC}}{P_{\rm H,H} - P_{\rm BC,H}}\right)'.$$
(6.21)

Для насосов, оси напорного и всасывающего патрубков которых расположены на одной горизонтали (большинство рассматриваемых случаев), совместно используя выражения (6.20) и (6.21), можно получить следующее выражение:

$$\frac{\Delta Q}{\Delta Q_{\rm H}} = \left(\frac{H - AQ^2}{H_{\rm H} - AQ_{\rm H}^2}\right)^r,\tag{6.22}$$

где А – вспомогательный комплекс:

$$A = \frac{1}{1620000 g \pi^2} \cdot \left(\frac{1}{d_{\rm H}^4} - \frac{1}{d_{\rm BC}^4}\right).$$
(6.23)

Здесь *d*_н и *d*_{вс}, м – эквивалентные диаметры поперечных сечений гидравлической части насоса соответственно на напоре и всасе.

Далее, используя зависимости (6.19) и (6.22), получим выражение для относительного изменения объемного КПД насоса при изменении числа оборотов ротора:

$$\frac{\eta_{\rm ob}}{\eta_{\rm ob,H}} = \frac{Q}{Q_{\rm H}} \cdot \left(\frac{H_{\rm H} - AQ_{\rm H}^2}{H - AQ^2}\right)^r \cdot \frac{\frac{Q_{\rm H}}{\Delta Q_{\rm H}} + 1}{\frac{Q}{\Delta Q} + 1}.$$
(6.24)

С учетом выражений (1.33) (в части подачи насоса), (6.18), (6.19) и (6.24), а также с учетом данных численного анализа результатов расчета для различных типов насосов получено выражение, аппроксимирующее значения относительного объемного КПД в следующем виде:

$$\frac{\eta_{\rm of}}{\eta_{\rm of,H}} = \left(\frac{\omega}{\omega_{\rm H}}\right)^{r+1} \cdot \left(\frac{\frac{H_{\rm H}}{AQ_{\rm H}^2}}{\frac{H_{\rm H}}{AQ_{\rm H}^2} - 1}\right)^{0.5}.$$
(6.25)

Подставив уравнение (6.25) в формулу (1.33) для подачи насоса, получим

$$\frac{Q}{Q_{\rm H}} = \left(\frac{\omega}{\omega_{\rm H}}\right)^{r+2} \cdot \left(\frac{\frac{H_{\rm H}}{AQ_{\rm H}^2}}{\frac{H_{\rm H}}{AQ_{\rm H}^2} - 1}\right)^{0.5}.$$
(6.26)

Определим, как изменяется полный КПД насоса при использовании описанного подхода к моделированию. Полный КПД насоса вычисляется через произведение КПД по формуле (6.11). Для условий перекачивания насосом воды значение коэффициента *К* в формуле (6.13) сравнительно невелико. Кроме того, при нормальном эксплуатационном состоянии подшипниковых и сальниковых узлов насоса значение коэффициента *В* в формуле (6.14) также невелико. Эти соображения позволяют предположить, что с достаточной степенью точности в практических расчетах изменением механического КПД насоса при изменении числа оборотов ротора можно пренебречь. Ранее показано, что гидравлический КПД также может считаться постоянным при сделанном допущении. Таким образом, относительный полный КПД насоса определяется лишь объемным КПД:

$$\frac{\eta}{\eta_{\rm H}} = \frac{\eta_{\rm o\delta}}{\eta_{\rm o\delta, \rm H}}.$$
(6.27)

Мощность на валу насоса может быть определена по известному выражению с использованием формул (6.18), (6.26) и (6.27):

$$N = \frac{\rho g H Q}{1000 \cdot 3600 \eta} = \frac{\rho g H_{\rm H} Q_{\rm H}}{1000 \cdot 3600 \eta_{\rm H}} \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_{\rm H}}\right)^3.$$
(6.28)

Итак, мы получили математическую модель (назовем её моделью 3), включающую следующие уравнения:

$$Q = Q_{\rm H} \left(\frac{\omega}{\omega_{\rm H}}\right)^{r+2} \cdot \left[\frac{\frac{H_{\rm H}}{AQ_{\rm H}^2}}{\left(\frac{H_{\rm H}}{AQ_{\rm H}^2} - 1\right)}\right]^{0.5}; \qquad (6.29)$$

$$A = \frac{1}{1620000 g \pi^2} \cdot \left(\frac{1}{d_{_{\rm H}}^4} - \frac{1}{d_{_{\rm BC}}^4}\right); \tag{6.30}$$

$$H = H_{\rm H} \left(\frac{\omega}{\omega_{\rm H}}\right)^2; \tag{6.31}$$

$$N = \frac{\rho g H_{\scriptscriptstyle \rm H} Q_{\scriptscriptstyle \rm H}}{1000 \cdot 3600 \eta_{\scriptscriptstyle \rm H}} \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_{\scriptscriptstyle \rm H}}\right)^3; \qquad (6.32)$$

$$\eta = \eta_{\rm H} \left(\frac{\omega}{\omega_{\rm H}}\right)^{r+1} \cdot \left[\frac{\frac{H_{\rm H}}{AQ_{\rm H}^2}}{\frac{H_{\rm H}}{AQ_{\rm H}^2} - 1}\right]^{0.5}.$$
(6.33)

Зная характеристики насоса при номинальном (или ином) числе оборотов ротора $(Q_{\rm H}, H_{\rm H}, \eta_{\rm H})$ в функциональном, табличном или графическом виде и задав один параметр идентификации r, можно рассчитать рабочие характеристики при отклонении числа оборотов ротора. Параметр идентификации модели r может быть определен по результатам испытаний либо задан исходя из его физического смысла. По опыту использования модели для обработки результатов проведенных экспериментальных исследований значение r обычно близко к r = 0,5 (для всех испытанных насосов значение r варьируется от 0,40 до 0,56, а в среднем составило 0,49).

На рисунке 6.4 представлены результаты расчетов с использованием модели 3 для рассмотренного выше примера с насосом 1Д-800-56. В данном случае отклонение расчетных параметров от опытных данных составило 4,8 %. Среднее отклонение расчетных значений параметров от экспериментальных для всех испытанных насосов составило 2,6 %.



Рисунок 6.3. Сопоставление результатов расчета рабочих характеристик насоса 1Д-800-56 по модели 3 с экспериментальными данными (точки): обозначения те же, что на рисунке 6.1

Модель 3 более полно отражает закономерности физических процессов, протекающих в насосах при изменении числа оборотов ротора, чем модель 1. По сложности расчетов и универсальности модель 3 сопоставима с моделью 2, однако требует значительно меньшего объема экспериментальных данных для идентификации. Настройка модели 3 по результатам эксперимента проще, чем настройка модели 2, поскольку в неё входит только один параметр идентификации. Из рассмотренных моделей модель 3 позволяет получить наиболее точные результаты.
Использование модели 3 при обработке результатов проведенных испытаний насосов типов Omega 200 – 520А, 1Д-800-56, СЭ-800-55-11, СЭ-500-70-16, показало, что возможно значительное сокращение количества рассматриваемых режимов каждого насоса (для каждого насоса выполнено от 3 до 9 опытов при отклонении числа оборотов ротора от номинального значения), а среднее отклонение расчетных значений параметров от опытных данных составило 2,6 %.

В Приложении 5 (рисунки П.5.1–П.5.9) приведены примеры сопоставления результатов расчета рабочих и энергетических характеристик насосов некоторых типов с полученными в ходе испытаний экспериментальными данными.

6.4. Использование разработанной математической модели для расчета рабочих и энергетических характеристик при повышении эффективности эксплуатации насосного оборудования

Разработанный метод расчета рабочих и энергетических характеристик насосов, работающих при частотном регулировании производительности, использован в 2006–2007 гг. при реализации комплекс работ по наладке насосного оборудования участка химводоочистки теплосилового цеха «Стана-2000» ОАО «Северсталь» с разработкой комплекта нормативных энергетических характеристик насосов.

По результатам работы с использованием предложенного метода расчета и полученных в ходе испытаний данных разработан комплект нормативных энергетических характеристик насосного оборудования участка химводоочистки: четырех насосов Omega 200 – 520A, четырех насосов 1Д-800-56, четырех насосов СЭ-800-55-11, девяти насосов СЭ-500-70-16 (включая три насоса без частотных преобразователей).

Полученные результаты позволяют оптимизировать режимы работы насосного оборудования и определять величины экономии или перерасхода электроэнергии на приготовление химически очищенной деаэрированной воды за фактически отработанный период времени.

6.5. Выводы по шестой главе

1. В условиях промышленной эксплуатации проведены испытания центробежных насосов различных типоразмеров с частотным регулированием производительности (четырех насосов Оmega 200–520А, четырех насосов 1Д-800-56, четырех насосов СЭ-800-55-11, девяти насосов СЭ-500-70-16, включая три насоса без частотных преобразователей), в ходе которых получены экспериментальные данные о показателях работы насосов при изменении числа оборотов ротора.

2. С использованием полученных экспериментальных данных проведен анализ применимости опубликованных математических моделей для расчета рабочих и энергетических характеристик центробежных насосов при частотном регулировании производительности, в результате которого установлено следующее:

– использование упрощенных формул пропорциональности (без учета изменения гидравлического, объемного и механического КПД насоса при изменении числа оборотов ротора) при существенном отклонении числа оборотов ротора приводит к завышению напорной характеристики до 17 %, занижению характеристики мощности насоса до 36 %;

– применение известных зависимостей, описывающих изменение объемного и гидравлического КПД, для уточнения упрощенных формул пропорциональности не позволяет повысить их точность, поскольку эти зависимости применимы лишь в узких диапазонах изменения подачи насоса;

– использование модели, учитывающей изменение КПД насоса при изменении числа оборотов ротора, приводит к более точным значениям напора и мощности насоса, чем значения, полученные с использованием упрощенных формул пропорциональности (разница между расчетными и экспериментальными значениями в среднем не превышает 11 %), однако для идентификации этой модели требуется большой объем экспериментальных данных.

3. Предложена математическая модель для расчета рабочих и энергетических характеристик центробежных насосов с частотным регулированием производительности, отличающаяся относительно малой необходимой для идентификации выборкой результатов натурных испытаний насосов при одновременном повышении прогностической точности модели. Проверка точности предложенной модели с использованием результатов проведенных экспериментальных исследований показала, что среднее отклонение расчетных значений параметров от экспериментальных для всех испытанных насосов составило 2,6 %.

4. Математическая модель для расчета рабочих и энергетических характеристик центробежных насосов с частотным регулированием производительности использована при разработке комплекта нормативных энергетических характеристик насосного оборудования участка химводоочистки теплосилового цеха «Стана-2000» ОАО «Северсталь». Результаты работы позволяют оптимизировать режимы работы насосного оборудования и определять величины экономии или перерасхода электроэнергии на приготовление химически очищенной деаэрированной воды за фактически отработанный период времени.

Материалы главы 6 опубликованы в работах [389, 390, 392, 441, 460, 464, 470].

ГЛАВА 7. РАЗРАБОТКА И НАУЧНОЕ ОБОСНОВАНИЕ РЕЖИМНЫХ, СХЕМНЫХ, КОНСТРУКТИВНЫХ И ОРГАНИЗАЦИОННО-ТЕХНИЧЕСКИХ МЕРОПРИЯТИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕАЭРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ ТЭС

7.1. Общие сведения о направлениях практического использования теоретических результатов работы

Полученные в рамках предшествующих этапов работы результаты теоретических исследований использованы при разработке шести программных комплексов, описание которых приведено в соответствующих разделах диссертации:

1) программа для ЭВМ «ТЭС-Эксперт. Пароводяной баланс»;

2) прикладной программный комплекс «Поверочный тепловой расчет и обработка результатов испытаний конденсаторов паровых турбин»;

3) прикладной программный комплекс «Технологический расчет атмосферных струйно-барботажных деаэраторов воды»;

4) программа для ЭВМ «Расчет многопоточных атмосферных деаэраторов с барботажным устройством»;

5) программный комплекс «Декарбонизация»;

6) программа для ЭВМ «Баланс».

Копии свидетельств о государственной регистрации программ приведены в Приложении 6.

Кроме того, отдельные результаты работы использованы при разработке еще восьми программных комплексов и программ для ЭВМ, созданных за рамками диссертационного исследования (копии свидетельств о государственной регистрации приведены в Приложении 7). Эти программные разработки частично использованы при получении практических результатов работы, обсуждаемых далее.

В целом описанные в предшествующих главах результаты теоретических исследований и программные средства, в которых они реализованы, использованы при разработке и научном обосновании режимных, схемных, конструктивных и организационнотехнических мероприятий по повышению эффективности деаэрационных установок и технологических систем ТЭС. Рассматриваются практические задачи по следующим направлениям:

1) режимно-наладочные испытания деаэрационных установок;

2) обоснование технических решений по реконструкции деаэрационных установок;

3) проектирование деаэрационных установок;

4) повышение эффективности деаэрации теплоносителей в технологических системах ТЭС;

5) повышение тепловой экономичности оборудования ТЭС;

6) научно-исследовательские и образовательные проекты.

При этом основные результаты, полученные в рамках рассматриваемых направлений работы, внедрены в производственный процесс энергетических предприятий с получением технологического, экономического или другого эффекта, что подтверждено соответствующими документами (Приложение 8).

В таблице 7.1 приведена общая характеристика рассматриваемых направлений практического использования теоретических результатов работы. Приведенные в таблице 7.1 оценки экономического эффекта от реализации мероприятий определены в ценах 2017 года. Для этого технический эффект, выраженный экономией топлива в условном исчислении, умножался на цену условного топлива за 2017 год, принятую по данным предприятий, эксплуатирующих рассматриваемые объекты реализации.

В следующих разделах настоящей главы перечисленные в таблице 7.1 направления рассматриваются подробнее. При этом основное внимание уделено примерам реализации, которые можно считать типовыми для каждого направления, а также отражены существенные особенности работ по ряду других объектов.

Общая характеристика направлений практического использования

Объект	Решаемые	Принятые	Используемые	Результат,
реализа-	задачи	технические	разработки	достигнутый
ции		решения	теоретической	эффект (экономиче-
		-	части диссер-	ский эффект
			тации	в ценах 2017 года)
1. Режимно	о-наладочные и	спытания деаэрац	ионных установо	ок
1.1. Де-	 Выбор ре- 	1. Рекомендации	1. Математиче-	1. Получение деаэри-
аэраторы	жимов рабо-	по ведению ре-	ские модели	рованной воды норма-
ДСА-300,	ты, обеспечи-	жима в условиях	процессов теп-	тивного химического
ДА-300м	вающих полу-	резко перемен-	ломассообмена	качества.
OAO	чение воды	ного графика	и десорбции	2. Уменьшение числа
«Север-	требуемого	гидравлической	растворенного	отказов оборудования
сталь»	химического	нагрузки.	кислорода в де-	по вине персонала.
	качества.	2. Новая струк-	аэраторах.	3. Уменьшение затрат
	2. Разработка	тура технологи-	2. Эксперимен-	ресурсов на проведение
	инструкций	ческой инструк-	тальные дан-	натурных испытаний
	и режимных	ции, предусмат-	ные по эффек-	путем сокращения
	карт по экс-	ривающая чет-	тивности уда-	количества опытов.
	плуатации де-	кую структуру	ления из воды	4. Инструкция
	аэрационной	оперативных со-	угольной кис-	и режимная карта
	установки	стояний и режи-	лоты в деаэра-	по эксплуатации уста-
		мов работы де-	торах	новки
		аэраторов		
1.2. Де-	То же	Рекомендации	1. Математиче-	1. Получение деаэри-
аэратор		по ведению	ская модель	рованной воды норма-
ДЦВ-200		режима	ступени де-	тивного химического
OAO			аэрации, рабо-	качества.
«ОмПО			тающей за счет	2. Метод оперативной
«Иртыш»			«начального	диагностики техниче-
			эффекта».	ского состояния
			2. Программ-	деаэрационной уста-
			ный комплекс	новки.
			«Технологиче-	3. Режимная карта
			ский расчет ат-	по эксплуатации уста-
			мосферных	новки
			струйно-	
			барботажных	
			деаэраторов во-	
			ды» (в части	
			деаэраторного	
			бака)	

теоретических результатов работы

				Продолжение таблицы 7.1
Объект	Решаемые	Принятые	Используемые	Результат,
реализа-	задачи	технические	разработки	достигнутый
ции		решения	теоретической	эффект (экономиче-
			части диссер-	ский эффект
			тации	в ценах 2017 года)
1.3. Де-	Выбор режи-	-	Программный	1. Уменьшение затрат
аэрацион-	мов работы,	(задачи решают-	комплекс «Де-	ресурсов на проведение
ные уста-	обеспечива-	ся специалиста-	карбонизация»	натурных испытаний
новки МП	ющих полу-	ми объекта реа-		путем сокращения ко-
«Ивгор-	чение воды	лизации)		личества опытов.
тепло-	требуемого			2. Упрощение поиска
энерго»	химического			целесообразных режи-
	качества			мов работы деаэрато-
				ров.
1.4. OAO	То же	То же	Программный	Повышение эффектив-
«Тепло-			комплекс «Рас-	ности процедур проек-
монтаж-			чет многопо-	тирования, режимно-
наладка»			точных атмо-	наладочных испытаний
			сферных де-	и технического аудита
			аэраторов с	деаэрационных устано-
			барботажным	вок
			устройством»	
1.5. 3AO	То же	То же	Программный	Тоже
«Регион-			комплекс	
Бизнес»			«1ехнологиче-	
			ский расчет ат-	
			мосферных	
			струино-	
			Пароблажных	
			долных	
16 Пе-	Определение	Ограницение ко-	водыл Математице-	AND AND DECYDCOP
1.0. ДС- аэраторы	основной ре-	пинества опытов	ские молеци	при провелении
ЛСА-100	жимной ха-	натурных испы-		при проведении режимно-налалочных
OAO	пактеристики	таний и замена	помассообмена	испытаний
«Север-	леаэратора	их численным	и лесорбнии	
сталь»		экспериментом	растворенного	
		r	кислорола в ле-	
			аэраторах	

]	Продолжение таблицы 7.1
Объект	Решаемые	Принятые	Используемые	Результат,
реализа-	задачи	технические	разработки	достигнутый
ции		решения	теоретической	эффект (экономиче-
			части диссер-	ский эффект
			тации	в ценах 2017 года)
2. Обоснов	ание техническ	их решений по рек	сонструкции деаэ	рационных
установок	1	1	r	
2.1. Де-	1. Обоснова-	Затопленное	Программный	1. Получение деаэри-
аэратор	ние эффек-	барботажное	комплекс «Рас-	рованной воды норма-
ДА-100	тивности	устройство де-	чет многопо-	тивного химического
OAO	применения	аэраторного бака	точных атмо-	качества.
«Север-	затопленного		сферных де-	2. Обоснование кон-
сталь»	барботажного		аэраторов	струкции затопленного
	устройства		с барботажным	барботажного устрой-
	деаэраторного		устройством»	ства и режимов его ра-
	бака.			боты.
	 Выбор ре- 			3. Составленная
	жимов работы			по результатам расче-
	барботажного			тов режимная карта
	устройства			
2.2. Де-	То же	То же	1. Программ-	То же
аэраторы			ный комплекс	
ДА-50			«Технологиче-	
ПГУ-ТЭС			ский расчет ат-	
3AO			мосферных	
«РЭК»			струйно-	
			барботажных	
			деаэраторов	
			воды».	
			2. Методика	
			расчета показа-	
			телей эффек-	
			тивности уда-	
			ления из воды	
			угольной кис-	
			лоты в деаэра-	
			торах	

				Продолжение таблицы 7.1
Объект	Решаемые	Принятые	Используемые	Результат,
реализа-	задачи	технические	разработки	достигнутый
ции		решения	теоретической	эффект (экономиче-
			части диссер-	ский эффект
			тации	в ценах 2017 года)
2.3. Де-	1. Разработка	1. Установка	1. Математиче-	1. Эскизный проект де-
аэрацион-	технологиче-	из 4 однотипных	ская модель	аэрационной установ-
ная уста-	ской схемы,	деаэрационных	ступени де-	ки, производящей при
новка	выбор обору-	блоков по схеме	аэрации, рабо-	деаэрации 4х800 т/ч
подпитки	дования, раз-	«ДЦВ+ДВ с ка-	тающей за счет	подпиточной воды теп-
теплосети	работка мате-	пельными де-	«начального	ловой сети 4x12,5 т/ч
Омской	матической	аэрационными	эффекта».	дистиллята в качестве
ТЭЦ-5	модели двух-	устройствами +	2. Программ-	добавочной воды
	целевой де-	конденсатор вы-	ный комплекс	цикла.
	аэрационной	пара + подогре-	«Технологиче-	2. Режимные и энерге-
	установки	ватели деаэри-	ский расчет ат-	тические характери-
	на базе де-	руемой воды».	мосферных	стики установки в ре-
	аэраторов	2. Установка	струйно-	гулировочном диапа-
	ДЦВ и ДВ.	блоков ЧРП	барботажных	зоне нагрузок.
	2. Расчетное	на насосы деаэ-	деаэраторов во-	3. Уменьшение затрат
	определение	рированной во-	ды».	электроэнергии на де-
	тепломассо-	ды	3. Математиче-	аэрацию воды.
	обменных		ская модель	4. Оптимизация состава
	и энергетиче-		центробежных	вспомогательного обо-
	ских показа-		насосов с ЧРП	рудования ТЭЦ с вы-
	телей работы			свобождением строи-
	установки			тельных площадей
	в регулиро-			
	вочном диапа-			(экономия топлива
	зоне нагрузок			18 250 т у.т./год или
				63,9 млн. руб/год)

				Продолжение таблицы 7.1
Объект	Решаемые	Принятые	Используемые	Результат,
реализа-	задачи	техниче-	разработки	достигнутый
ции		ские	теоретической	эффект (экономический
		решения	части диссер-	эффект в ценах 2017 года)
			тации	
2.4. ОАО «Зарубе- жэнерго- проект»	Разработка эскизного проекта деаэрацион- ной установки двойного назначения на базе де- аэратора ДЦВ-670	То же	То же	 Типовое техническое ре- шение при реконструкции существующих и проектиро- вании новых деаэрационных установок подпитки теплосе- ти мощных отопительных ТЭЦ. Экономия капитальных за- трат в сравнении с базовым вариантом «Установки под- питки теплосети на базе ДВ + установка химического обес- соливания для подготовки добавочной волы цикла»
2.5. Де- аэраторы ДСА-100 ОАО «Север- сталь»	 Выбор вариантов реконструкции установки. Расчетное определение показателей работы установки в регулировочном диапазоне нагрузок 	Надстрой- ка струй- ных де- аэраторов ДСА-100 кавитаци- онными деаэраци- онными устрой- ствами «АВАКС» с выбором рацио- нальной техноло- гической схемы	 Математиче- ская модель ступени де- аэрации, рабо- тающей за счет «начального эффекта». Эксперимен- тальные дан- ные по деаэра- тору ДСА-100. Программ- ный комплекс «Технологиче- ский расчет атмосферных струйно- барботажных деаэраторов волы» 	 Получение деаэрированной воды нормативного химического качества. Экономия затрат в сравнении с альтернативными вариантами реконструкции: заменой деаэраторов ДСА-100 или установкой затопленного барботажного устройства деаэраторного бака деаэраторов ДСА-100. Расчетное определение характеристики требуемого расхода воды через «АВАКС» для системы АСУ ТП.

				Продолжение таблицы 7.1
Объект	Решаемые	Принятые	Используемые	Результат,
реализа-	задачи	техниче-	разработки	достигнутый
ции		ские	теоретической	эффект (экономический
		решения	части диссерта-	эффект в ценах
			ции	2017 года)
2.6. Пе-	Разработка	Установка	1. Метод расчета	1. Повышение объектив-
чорская	технико-	гидромуфт	рабочих и энерге-	ности расчета показателей
ГРЭС	экономиче-	в привод	тических характе-	технической и экономиче-
	ского обосно-	питатель-	ристик центро-	ской эффективности энер-
	вания меро-	ных насо-	бежных насосов	госберегающего меропри-
	приятий	сов	с частотным регу-	ятия.
	по реализации		лированием про-	2. Повышение тепловой
	частотно-		изводительности.	экономичности при обес-
	регулируемо-		2. Универсальный	печении
	го привода		алгоритм оценки	заданных графиков тепло-
	питательных		эффективности	вой и электрической
	насосов		мероприятий по	нагрузки ТЭС
	деаэрационно-		уменьшению за-	за счет уменьшения затрат
	питательных		трат электроэнер-	электроэнергии на соб-
	установок		гии на деаэраци-	ственные нужды
	энергетиче-		онно-питательные	
	ских котлов		установки бара-	(экономия топлива
			банных паровых	2 486,8 т у.т./год
			котлов с установ-	или 8,0 млн. руб/год)
			кой частотно-	
			регулируемого	
			электропривода,	
			гидромуфт или	
			приводных турбин	
2.7. Сак-	То же	Установка	То же	То же
марская		гидро-		
ТЭЦ		муфт, ЧРП		(экономия топлива
		или при-		от 2 185 до 3 370 т у.т./год
		водных		или от 6,97
		турбин		до 10,74 млн. руб/год при
		в привод		разных вариантах реализа-
		питатель-		ции мероприятия)
		ных насо-		
		COB		

			Ι	Іродолжение таблицы 7.1
Объект	Решаемые	Принятые	Используемые	Результат,
реализа-	задачи	технические	разработки	достигнутый
ции		решения	теоретической	эффект (экономи-
			части диссерта-	ческий эффект
			ции	в ценах 2017 года)
3. Проекти	рование деаэрат	ционных установ	ОК	
3.1.	Разработка	1. Изменяемая	Программные	1. Конструкция деаэра-
000 «Tex	конструкции	в процессе экс-	комплексы «Тех-	тора, обеспечивающе-
ноцентр-	нетипового	плуатации точ-	нологическии рас-	го получение деаэри-
Нефте-	деаэратора	ка ввода кон-	чет атмосферных	рованной воды с уже-
маш»	ДА-30	денсата в де-	струино-	сточенными относи-
		аэрационную	ароотажных де-	казателями унминеско-
		изменении его	«Лекарбониза-	го качества
		температуры	ция»	2. Расчетная проверка
		2. Деаэратор-		режимных характери-
		ный бак увели-		стик деаэратора в ре-
		ченного рабо-		гулировочных диапа-
		чего объема.		зонах изменения пара-
		3. Барботажное		метров
		устройство		
		деаэраторного		
		бака		
4. Повыше	ние эффективно	сти деаэрации те	плоносителей	
в технолог	ических система	ax T'ƏC	1.34	X 7 V
4.1. Кон-	1. Разработка	Установка ка-	I. Математическая	Уменьшение массовой
денсаци-	варианта мо-	витационного	модель ступени	концентрации раство-
онная	дернизации	деаэрационно-	доаэрации, раоо-	ренного кислорода в
установка	конденсаци-		за счет «начально-	туроинном конденсате,
агрегата	новки турби-	на трубопровол	го эффекта».	критичных с точки
Тп-	ны с установ-	ренирусстровод	2. Способ постро-	зрения леаэрании теп-
115/125-	кой дополни-	основного кон-	ения энергетиче-	лоносителя режимах
130-1тп	тельного де-	денсата от ре-	ских характери-	работы по тепловому
Йошкар-	аэрационного	гулятора уров-	стик конденсато-	графику нагрузок бо-
Олинской	устройства.	ня в конденса-	ров турбин по ма-	лее чем в 5 раз (в сред-
ТЭЦ-2	2. Расчетное	торе до кон-	лои выоорке экс-	нем от 175 мкг/дм ³
	определение	денсатора	периментальных	до 30 мкг/дм ³).
	деаэрацион-		3. Программный	
	ных характе-		комплекс «Пове-	
	ристик кон-		рочный тепловой	
	денсатора по-		расчет и обработка	
	сле модерни-		результатов испы-	
	заций.		таний конденсато-	
			ров паровых тур-	
			ОИН».	

				Продолжение таблицы 7.1
Объект	Решаемые	Принятые	Используемые	Результат,
реализа-	задачи	технические	разработки	достигнутый
ции		решения	теоретической	эффект (экономи-
			части диссерта-	ческий эффект
			ции	в ценах 2017 года)
4.2. 3AO	Разработка	То же	То же	1. Обеспечение норма-
«УК	типового			тивного химического ка-
ОПЭК»	техническо-			чества турбинного кон-
	го решения			денсата по содержанию
	по обеспе-			растворенного кислорода
	чению нор-			в режимах работы по
	мативных			тепловому графику
	деаэраци-			нагрузок.
	онных ха-			2. Уменьшение затрат на
	рактеристик			ремонты элементов трак-
	конденса-			та основного конденсата
	ционных			и трубных систем ПНД
	установок			
	теплофика-			(экономия ремонтных за-
	ционных			трат 1,2 млн руб/год
	паровых			применительно к турбо-
	турбин			агрегатам ПТ-80/100-
				130/13 Владимирской
				ТЭЦ на один агрегат)
4.3. Вла-	Разработка	Использование	Метод сведения	1. Установление обосно-
димир-	метода экс-	математиче-	материального	ванных значений факти-
ская	плуатаци-	ской модели	баланса по рас-	ческого расхода воздуха
ТЭЦ-2	онного кон-	газообмена	творенному	с присосами в вакуумную
	троля гер-	в связанных	в теплоносителях	систему турбоагрегатов.
	метичности	технологиче-	газу по данным	2. Возможность опера-
	вакуумных	ских системах	измерений пара-	тивной локализации ис-
	систем тур-	турбоустановок	метров теплоно-	точника сверхнорматив-
	боустано-	на основе све-	сителей в техно-	ных присосов воздуха в
	вок	дения матери-	логических	вакуумную систему.
		ального балан-	системах ТЭС	3. Сокращение затрат на
		са по раство-	в условиях недо-	проведение обследования
		ренному в теп-	статочности	и ремонта элементов ва-
		лоносителях	исходной инфор-	куумных систем турбо-
		кислоролу	мании	агрегатов

			Ι	Тродолжение таблицы 7.1
Объект	Решаемые	Принятые	Используемые	Результат,
реализа-	задачи	технические	разработки	достигнутый
ции		решения	теоретической	эффект (экономи-
			части диссерта-	ческий эффект
			ции	в ценах 2017 года)
4.4. Кон-	1. Разработка	1. Установка	1. Эксперимен-	1. Уменьшение массо-
денсаци-	и проверка на	основного воз-	тальные данные	вой концентрации в
онная	практике ре-	духоудаляюще-	по эффективности	турбинном конденсате
установка	комендаций	го устройства	удаления из тур-	свободного диоксида
туроо-	по повыше-	повышенной	бинного конден-	углерода в среднем
агрегата	нию эффек-	производи-	сата в конденса-	$C / 50 \text{ MKF} / \text{M}^{-3}$
111-12-	тивности уда-	тельности.	торах угольнои	до 50 мкг/дм ⁻ .
35/10M	ления из тур-	2. Использова-	КИСЛОТЫ.	2. Получение дополни-
UAU	ОИННОГО КОН-	ние режимных	2. Программный	тельной выработки
«Север-	денсата в кон-	трафиков рабо-	комплекс «пове-	электроэнергии туроо-
Сталь»	денсаторе	ты туроины с	рочный тепловой	агрегатом при сохра-
	угольной кис-	экономическим		нении затрат тепловои
	лоты. 2 Разработка	Bakyymom.	ка результатов	энергии на туровагре-
	2. Газработка		ленсаторов паро-	пат и нагрузок регули-
	карты систе-		денсаторов паро-	русмых отооров пара
	мы техниче-			(экономический эф-
	ского воло-			фект 0,6 млн руб/год)
	снабжения			
	конленсатора.			
4.5. Си-	1. Провеление	Установка ка-	Математическая	1. Уменьшение кон-
стемы во-	деаэрацион-	витационного	модель ступени	центрации растворен-
дяного	ных испыта-	деаэрационно-	деаэрации, рабо-	ного кислорода в воде
охлажде-	ний систем	го устройства	тающей за счет	контура охлаждения
ния об-	на ряде ГРЭС	«АВАКС»	«начального эф-	с уменьшением скоро-
мотки	и ÂЭC.	на трубопровод	фекта».	сти коррозии медных
статора	2. Разработка	рециркуляции		проводников в среднем
турбоге-	технических	дистиллята		в 2,1 раза.
нераторов	решений	в вакуумный		2. Подтверждаемое
с водо-	по обеспече-	бак		уменьшением массо-
родно-	нию норма-			вой концентрации со-
водяным	тивного хими-			единений меди повы-
охлажде-	ческого каче-			шение эффективности
нием	ства дистил-			защиты элементов си-
	лята по со-			стемы от коррозии
	держанию			
	растворенного			
	кислорода.			

			Ι	Тродолжение таблицы 7.1
Объект	Решаемые	Принятые	Используемые	Результат,
реализа-	задачи	технические	разработки	достигнутый
ции		решения	теоретической	эффект (экономи-
			части диссерта-	ческий эффект
			ции	в ценах 2017 года)
5. Повыше	ние тепловой эк	ономичности обс	рудования ТЭС	
5.1. Ом-	1. Разработка	Использование	Метод сведения	1. Повышение объек-
ская	метода сведе-	метода сведе-	материальных ба-	тивности расчета фак-
ТЭЦ-5	ния матери-	ния материаль-	лансов по данным	тических и норматив-
	альных балан-	ных балансов	измерений пара-	ных показателей теп-
	сов в тепловой	по данным из-	метров теплоно-	ловой экономичности
	схеме ТЭС	мерений пара-	сителей в техно-	и оптимизации загруз-
	по данным	метров тепло-	логических си-	ки оборудования.
	технического	носителей	стемах со слож-	2. Повышение тепло-
	учета.	в технологиче-	ной конфигура-	вой экономичности
	2. Реализация	ских системах	цией потоков	при обеспечении за-
	разработанно-	со сложной	в условиях недо-	данных графиков теп-
	го метода	конфигурацией	статочности	ловой и электрической
	в составе про-	потоков	или некорректно-	нагрузки ТЭЦ
	граммного	в условиях не-	сти исходной	за счет оптимизации
	комплекса	достаточности	информации	загрузки оборудования
	«TЭC-	или некоррект-		
	Эксперт»,	ности исходной		(экономия топлива
	предназначен-	информации		7 000 т у.т./год
	ного для рас-			или 24,5 млн. руб/год)
	чета показате-			
	лей тепловой			
	экономично-			
	сти и оптими-			
	зации загрузки			
	оборудования			
5 2 D = 2		Taura	Таниа	Tama
5.2. Вла-	то же	то же	То же	Тоже
димир-				
ская				(уменьшение выраоот-
1 ЭЦ-2				ки тепловои энергии
				16 282 I Дж/ГОД ИЛИ 9 05 селе вербито –
5 2 ПГ У	Torre	Towa	Torra	о,75 млн. ру0/год) То жо
э.э. III у- тэс	10 же	то же	10 же	10 же
«илсжду-				
народная»				1 500 Г У.Т./ТОД ИЛИ 4 57 млн руб/год)
			1	т, элилп, руб/тбд)

			Ι	Тродолжение таблицы 7.1
Объект	Решаемые	Принятые	Используемые	Результат,
реализа-	задачи	технические	разработки	достигнутый
ции		решения	теоретической	эффект (экономи-
			части диссерта-	ческий эффект
			ции	в ценах 2017 года)
5.4. ООО «Газ- энерго- промин- жини- ринг»	Расчет энерге- тических характеристик конденсаторов паровых турбин	 – (задачи реша- ются специали- стами объекта реализации) 	Программный комплекс «Пове- рочный тепловой расчет и обработ- ка результатов испытаний кон- денсаторов паро- вых турбин»	Сокращение количе- ства пусков при прове- дении пусконаладоч- ных работ с соответ- ствующим уменьше- нием затрат на топливо и времени на проведе- ние работы.
				(экономия затрат на проведение пуско- наладочных работ 2,8–4,0 млн. руб на одном турбоагрега- те мощностью 50–100 МВт)
5.5. Йош- кар- Олинская ТЭЦ-2	 Проведение тепловых ис- пытаний тур- боагрегата Тп-115/125- 130-1тп ТМЗ. Выявление устранимых резервов теп- ловой эконо- мичности по турбоагрегату. 	Использование при обработке результатов испытаний ме- тода сведения материальных балансов по данным из- мерений пара- метров тепло- носителей в технологиче- ских системах со сложной конфигурацией потоков в условиях недо- статочности или некоррект- ности исходной информации	Метод сведения материальных балансов по дан- ным измерений параметров теп- лоносителей в технологиче- ских системах со сложной кон- фигурацией пото- ков в условиях недостаточности или некорректно- сти исходной ин- формации	 Разработка комплекта нормативных энергетических характеристик турбоагрегата. Выявление устранимых резервов тепловой экономичности по турбоагрегату (экономия топлива при устранении выявленных резервов тепловой экономичности 963 т у.т./год или 6,8 млн. руб/год)

Объект	Решаемые	Принятые	Используемые	Результат.
реализа-	зялячи	технические	пазпаботки	лостигнутый
пии	Judu III	пешения	теоретической	эффект (экономи-
4		pemenna	части лиссепта-	ческий эффект
			пии	в ценах 2017 года)
5.6 Ano-	Обмен опытом	_	Результаты теп-	1 Совершенствование
спавская	по организа-	(залачи реша-	повых испытаний	эксплуатации турбо-
ТЭЦ_?		отся специали-		эгрегата путем выбора
19ц-2	ташии турбо-	стами объекта	энергетические	пациональных режи-
	агрегата типа	реализации)	характеристики	
	$T_{\Pi_{-}}$	реализации)	турбоагрегата	2 совершенствование
	$130_{-}1_{TT}$ TM3		$T_{\pi_{-}115/125_{-}130}$	2. совершенетвование
	150-1111 11415.		Йошкар	казателей тепловой
			Пошкар-	
			Олинской 19ц-2	экономичности туроо-
6 Hoverno		ua u ofnozonator		
6.1 Иро	Розроботко		Програмиций	Поринизания эффактир
0.1. Ива-	газработка	Адаптация	программный	повышение эффектив-
новскии	лаоораторных	разработанного	комплекс «пове-	ности изучения сту-
государ-	практикумов в	программного	рочный тепловой	дентами методов пове-
ственныи	рамках курсов	комплекса	расчет и обработ-	рочного теплового
энергети-	«тепломеха-	кзадачам	ка результатов	расчета, оораоотки ре-
ческии	ническое и	учеоного	испытании кон-	зультатов испытании
универси-	вспомогатель-	процесса вуза	денсаторов паро-	и разработки энергети-
тет	ное оборудо-		вых туроин»	ческих характеристик
	вание тепло-			конденсаторов паро-
	вых электро-			вых туроин
	станций»,			
	«Испытания			
	и наладка			
	энергетиче-			
	ского обору-			
	дования»			
	для студентов			
	и магистран-			
	тов профиля			
	«Тепловые			
	электрические			
	станции»			

				Окончание таблицы 7.1
Объект	Решаемые	Принятые	Используемые	Результат,
реализа-	задачи	технические	разработки	достигнутый
ции		решения	теоретической	эффект (экономи-
			части диссерта-	ческий эффект
			ции	в ценах 2017 года)
6.2. Меж-	Обмен опытом	_	Результаты экс-	Получение специали-
дународ-	моделирова-	(задачи реша-	периментальных	стами объекта реали-
ная ком-	ния и проек-	ются специали-	исследований и	зации углубленных
пания	тирования де-	стами объекта	разработки мате-	знаний по тематике де-
«GTI	аэрационных	реализации)	матических моде-	аэрации воды для со-
Solutions»	установок		лей деаэрацион-	вершенствования их
(США,			ных установок,	производственной дея-
Даллас)			отраженные в мо-	тельности
			нографии [387]	
6.3. Чен-	То же	То же	Математические	Использование
стохов-			модели процессов	математических моде-
ский тех-			тепломассообме-	лей в рамках промыш-
нологиче-			на, десорбции	ленных
ский уни-			растворенного	и научно-
верситет			кислорода, хемо-	исследовательских
(Польша,			сорбции-	проектов
Ченстохо-			десорбции диок-	
ва)			сида углерода	
			в деаэрационных	
			элементах раз-	
			личных кон-	
			струкций	
итого:				Экономический эф-
				фект от реализации
				мероприятии (под-
				твержденный актами
				внедрения):
				■ ГОДОВОИ: от 125 40
				01 125,49
				до 129,20 млн. руо/Год
				(при разных вариантах
				рчализации),
				• дополнительный ра-
				(ца один обтакт
				(на один ооьска
				реализации)

7.2. Режимно-наладочные испытания деаэрационных установок

7.2.1. Деаэраторы ДСА-100 ОАО «Северсталь»

Рассматривается деаэрационно-питательная установка участка вторичных энергоресурсов коксохимического производства (ВЭР КХП) ОАО «Северсталь». Характеристика установки приведена в разделе 2.1.7 диссертации, поскольку работающие в её составе деаэраторы ДСА-100 являлись одним из объектов проведенных экспериментальных исследований.

Практической задачей, решаемой для данной установки, являлось построение основной режимной характеристики деаэратора ДСА-100, представляющей собой зависимость массовой концентрации растворенного в деаэрированной воде кислорода от гидравлической нагрузки деаэратора и температуры подаваемой на деаэрацию воды [112, 150]. Научный интерес представляло изучение возможности определения такой характеристики расчетным путем без проведения натурных испытаний либо при сокращении количества проводимых опытов. Такой подход позволил бы сэкономить затраты денежных средств за счет сокращения экспериментальной части режимно-наладочных испытаний. В соответствии с этой задачей работа проведена в два этапа:

1) на первом этапе искомая основная режимная характеристика деаэратора построена непосредственно по результатам испытаний (описание методики проведения, метрологического обеспечения испытаний и полученные в ходе испытаний данные охарактеризованы в разделах 2.1.7 и 2.2.2); полученная характеристика приведена на рисунке 7.1;

2) на втором этапе основная режимная характеристика деаэратора определена расчетным путем с использованием разработанной математической модели деаэратора.

На втором этапе работы остановимся подробнее. Задача состоит в разработке математической модели деаэратора, деаэрационная колонка которого включает два струйных отсека, а деаэраторный бак не имеет затопленного барботажного устройства. В таких условиях эффективность работы деаэраторного бака по удалению растворенного кислорода в первом приближении можно считать неизменной и учитываемой постоянным значением эффекта деаэрации [111, 112]. Таким образом, необходима разработка математической модели деаэратора, состоящего из двух струйных отсеков при противоточном движении воды и пара. Расчетная схема показана на рисунке 7.2. Номерами 1 и 2 обозначены номера ступеней, используемые при разработке математической модели.



Рисунок 7.1. Построенная по результатам экспериментальных исследований основная режимная характеристика деаэратора ДСА-100 № 1 участка ВЭР КХП ОАО «Северсталь»: C_{02} , мкг/дм³ – массовая концентрация растворенного в деаэрированной воде кислорода; D_{d} , т/ч – расход деаэрированной воды; t, °С – температура воды перед деаэратором; точки – экспериментальные данные, линии – аппроксимация экспериментальных данных данных (метод наименьших квадратов)

Общий порядок разработки математической модели деаэратора на основе подхода матричной формализации расчета тепломассообменных установок описан в первой главе диссертации, а эмпирическое обеспечение моделей (в данном случае – струйных отсеков) – в третьей главе.

Для описания структуры рассматриваемого объекта необходимо задать матрицы коммутации. В данном случае для схемы, приведенной на рисунке 7.2 (б) матрицы коммутации *К*_{ii} при подаче теплоносителя из j-ой ступени в i-ю ступень имеют вид:

$$K_{12} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}; \ K_{21} = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}.$$
(7.1)

Для проведения предварительного расчета массопотоков в аппарате процессы тепломассообмена между водой и паром не учитываются, то есть используются единичные матрицы процесса **B**, а вектор признаков **X** составляют расходы горячего и холодного теплоносителей (соответственно G_1 и G_2). С учетом этого обобщенное расчетное уравнение (1.19) принимает вид:

$$\begin{pmatrix} -I & K_{12}B_2 \\ K_{21}B_1 & -I \end{pmatrix} \begin{pmatrix} [X_0]_1 \\ [X_0]_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -[X_{BX}]_1 \\ -[X_{BX}]_2 \end{pmatrix}; \ \begin{bmatrix} X \end{bmatrix} = \begin{pmatrix} G_1 \\ G_2 \end{pmatrix}; \ B_1 = B_2 = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix},$$
(7.2)

где I – единичная матрица; $[X_0]_i$ – вектор признаков потоков горячего и холодного теплоносителей на входе в i-ю ступень; индекс «вх» указывает на внешний поток, подаваемый на вход ступени.



Рисунок 7.2. Технологическая (а) и расчетная (б) схемы деаэратора

В ходе решения (7.2) определяются предварительные значения расходов горячего и холодного теплоносителей по ступеням.

Далее выполняется расчет процессов тепломассообмена между паром и водой. При этом вектор признаков X составляется из степени сухости пара x_1 и температуры воды t_2 , а матрицы коэффициентов B и A, описывающих протекание процессов теплообмена и массообмена в ступени, определяются в соответствии с правилами подхода матричной формализации. При этом расчетное уравнение принимает вид:

$$\begin{pmatrix} -G_{11} & K_{12}G_{22}B_2 \\ K_{21}G_{11}B_1 & -G_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} [X_0]_1 \\ [X_0]_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -[GX_{BX}]_1 - K_{12}G_{22}A_2 \\ -K_{21}G_{11}A_1 - [GX_{BX}]_2 \end{pmatrix};$$
(7.3)

$$[X] = \begin{pmatrix} x_1 \\ t_2 \end{pmatrix}; B = \begin{pmatrix} 1 & \frac{a_1}{a_2} (1 - e^{-a_2 F}) \\ 0 & e^{-a_2 F} \end{pmatrix}; A = \begin{pmatrix} \frac{a_1}{a_2} (1 - e^{-a_2 F}) t_{n_1} \\ -(1 - e^{-a_2 F}) t_{n_1} \end{pmatrix}; a_1 = \frac{k}{G_1 r}; a_2 = \frac{k}{G_2 c_2^*}$$

где $[GX_{BX}]_i$ – вектор-столбец из произведений расхода теплоносителя на соответствующий его признак; *F* – поверхность контакта фаз, определяемая для струйных отсеков в соответствии с (3.3); *k* – коэффициент теплопередачи в струйном отсеке, определяемый по (3.7); c^* – удельная теплоемкость; *r* – удельная теплота парообразования; индекс *n* относится к состоянию насыщения.

Решение уравнения (7.3) позволят уточнить расходы воды и пара по ступеням установки и перейти к расчету собственно процесса деаэрации. В этом случае вектор признаков X составляется из массовых концентраций растворенного в паре и воде кислорода (соответственно c_{g1} и c_{g2}). Расчетное уравнение записывается в виде:

$$\begin{pmatrix} -G_{11} & K_{12}B_{2m}G_{22}B_{2} \\ K_{21}B_{1m}G_{11}B_{1} & -G_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} [X_{0}]_{1} \\ [X_{0}]_{2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -[GX_{BX}]_{1} \\ -[GX_{BX}]_{2} \end{pmatrix};$$
(7.4)
$$[X] = \begin{pmatrix} c_{g1} \\ c_{g2} \end{pmatrix}; B = \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{pmatrix}; B_{im} = \begin{pmatrix} 1 - \Delta x_{i} & 0 \\ \Delta x_{i} & 1 \end{pmatrix};$$

$$b_{11} = \frac{a_{11}}{a_{11} + a_{22}} \begin{pmatrix} a_{22} \\ a_{11} \end{pmatrix} + e^{(a_{11} + a_{22})F} \end{pmatrix}; b_{12} = -\frac{a_{12}}{a_{11} + a_{22}} \begin{pmatrix} 1 - e^{(a_{11} + a_{22})F} \end{pmatrix};$$

$$b_{21} = -\frac{a_{11}a_{22}}{a_{21}(a_{11} + a_{22})} \begin{pmatrix} 1 - e^{(a_{11} + a_{22})F} \end{pmatrix}; b_{22} = \frac{a_{11}}{a_{11} + a_{22}} \begin{pmatrix} 1 + \frac{a_{22}}{a_{11}} e^{(a_{11} + a_{22})F} \end{pmatrix};$$

$$a_{11} = -\frac{k_{m}}{G_{1}}; a_{12} = \frac{k_{m}k_{g}}{G_{1}}; a_{21} = \frac{k_{m}}{G_{2}}; a_{22} = \frac{-k_{m}k_{g}}{G_{2}},$$

где матрица B_{im} определяет измерение концентрации газа за счет смешения конденсата пара с водой в ступени; Δx_i – изменение степени сухости пара в ступени; k_m – коэффициент массопередачи по растворенному кислороду, определяемый для струйных отсеков в соответствии с (3.8); k_g – коэффициент, определяющий связь между массовой концентраций растворенного кислорода в воде и его равновесной концентраций в паре, рассчитываемый через константу Генри:

$$k_g = \frac{\rho_{\pi} m_{pX}}{\rho_{\pi} p_0},\tag{7.5}$$

где ρ_{π} и ρ_{π} – плотности соответственно пара и воды; m_{pX} и p_0 – выраженные в одних единицах измерения соответственно константа Генри и полное давление внутри ступени.

Полученная таким образом математическая модель рассматриваемого деаэратора позволяет рассчитать, в частности, массовую концентрацию растворенного кислорода в воде на выходе из второй ступени при известных расходах и параметрах пара и воды на входе в установку и концентрации растворенного кислорода в исходной воде.

На рисунке 7.3 приведены результаты расчета по разработанной модели. При этом полученная в расчетах массовая концентрация растворенного кислорода уменьшена во всех режимах на 90 % для учета средней эффективности по удалению растворенного кислорода деаэраторного бака без парового барботажа в водяном объеме. На рисунке сохранены также и экспериментальные данные, полученные при натурных испытаниях деаэратора. Для определенности все расчеты выполнены таким образом, чтобы удельный расход выпара деаэратора, определяемый по результатам расчета как отношение расхода пара на выходе из первой ступени к расходу воды на входе в эту ступень, был одинаковым и равным 2,5 кг пара на тонну воды.

Сопоставление экспериментальных данных с результатами расчета выполнено на рисунке 7.4. Полученные данные позволяют заключить, что в данном случае со среднеквадратическим отклонением 22,5 мкг/дм³ по концентрации растворенного кислорода в деаэрированной воде основная режимная характеристика деаэратора может быть получена расчетным путем без проведения натурных экспериментов. Для достижения большей точности возможно отказаться от проведения опытов на работающем деаэраторе не полностью, а частично. При этом математическая модель может быть «настроена» под условия работы конкретного объекта.



Рисунок 7.3. Построенная по результатам расчета с использованием разработанной модели основная режимная характеристика деаэратора ДСА-100 № 1 участка ВЭР КХП ОАО «Северсталь»: точки – экспериментальные данные, линии – результаты расчета по разработанной модели



Рисунок 7.4. Сопоставление экспериментальных и расчетных значений массовой концентрации растворенного кислорода в деаэрированной воде: индексы «э» и «р» – экспериментальные и расчетные значения соответственно; сплошная линия – совпадение экспериментальных и расчетных значений; пунктирные линии – границы 95% - го доверительного интервала, обусловленного погрешностью измерения концентрации в опытах; точки – результаты расчета по модели

Экономия денежных средств при реализации такого подхода может быть оценена по Прейскуранту ОРГРЭС на экспериментально-наладочные работы [385] (п. 7.1.24 указанного Прейскуранта «Испытание и наладка деаэрационных установок», группа оборудования 3 – атмосферные деаэраторы). В соответствии с требованиями этого документа, стоимость экспериментальной части режимно-наладочных испытаний одного деаэратора рассматриваемого типа в ценах 2017 года при коэффициенте индексации цен, равном 1,022, составляет:

- п. 7.1.24.03. Проведение испытаний до наладки..... 145,8 тыс. руб.
- п. 7.1.24.08. Проведение испытаний

после наладки и выполнения мероприятий..... 188,3 тыс. руб.

Таким образом, потенциал экономии денежных средств при проведении режимноналадочных испытаний на одном деаэраторе:

- при полном отказе от проведения натурных опытов.......334,1 тыс. руб.
- при проведении 50 % натурных опытов...... 167,1 тыс. руб.

7.2.2. Деаэраторы ДСА-300 и ДА-300м ОАО «Северсталь»

Конструктивные особенности рассматриваемых объектов отражены в разделах П.2.1 и П.2.2 Приложения 2 к диссертации. Решаемая в данном случае задача состояла в определении для каждого деаэратора режимных параметров, обеспечивающих получение деаэрированной воды требуемого химического качества.

Для решения задачи использованы программы для ЭВМ по обработке результатов испытаний деаэраторов рассматриваемых типов, разработанные в рамках кандидатской диссертации автора [155], с той разницей, что математические модели тепломассообмена в системе «вода – водяной пар» и десорбции растворенного кислорода, использованные ранее, заменены на разработанные и описанные в третьей главе настоящей работы модели струйных отсеков, барботажных листов и затопленных барботажных устройств деаэраторных баков. Методика выполнения работы состояла в следующем:

1) проведении численных экспериментов по разработанным математическим моделям каждого деаэратора для режимов работы, не обеспеченных испытаниями;

2) проведении совместного анализа экспериментальных данных, полученных в ходе натурных испытаний деаэраторов (Приложение 2), и результатов численных экспериментов для выявления значений режимных параметров, обеспечивающих получение деаэрированной воды в нормативными значениями показателей химического качества и оформление результатов проведенного анализа в виде режимных карт по эксплуатации деаэраторов;

3) разработке технологических инструкций по эксплуатации деаэраторов.

Методика выполнения работы по пункту 1) аналогичная рассмотренной в предшествующем разделе. Подробнее рассмотрим результаты работы по пунктам 2) и 3).

Основной особенностью рассматриваемых объектов исследований, выявленной при анализе экспериментальных данных, является то, что деаэраторы работают в условиях резко переменного графика гидравлической нагрузки. В ходе испытаний установлено, что при попытке использовать штатную схему регулирования в таких условиях с автоматическим поддержанием давления в паровом пространстве деаэраторов с помощью регуляторов, установленных на трубопроводах подачи основного, и уровня воды в деаэраторном баке с помощью регуляторов, установленных на трубопроводах подачи исходной воды в деаэраторы, наблюдаются существенные колебания показателей химического качества деаэрированной воды. Анализ результатов измерений теплотехнических и химических параметров проб воды из внутренних элементов деаэраторов показал, что наблюдаемая нестабильность обусловлена резкими изменениями режима работы всех элементов деаэрационных колонок при изменении расхода воды, подаваемой в деаэратор.

Для обеспечения нормальной работы деаэраторов в таких условиях было принято решение об отказе от автоматического регулирования уровня в деаэраторных баках. Вместо этого загрузка насосов, подающих воду во все деаэраторы, работающие в параллель, регулировалась по условию поддержания суммарного расхода воды в деаэраторы. При этом стали наблюдаться существенные колебания уровней воды в деаэраторных баках всех деаэраторов с амплитудой до 1000 мм. Однако режим работы деаэрационных колонок стабилизировался. Соответственно уменьшились колебания во времени показателей химического качества деаэрированной воды. Такое техническое решение было заложено как режимные карты, так и в технологические инструкции по эксплуатации деаэраторов. Пример режимной карты для деаэратора ДСА-300 ст. № 2 приведен в таблице П.9.1 Приложения 9 к диссертации.

При разработке технологической инструкции по эксплуатации деаэраторов разработан и апробирован подход, предусматривающий четкое определение оперативных состо-

278

яний и режимов работы деаэраторов. Методические основы такого подхода раскрыты в [49]. При этом учтены требования [17].

В большинстве случаев инструкции по эксплуатации деаэраторов на энергообъектах являются дублированием заводских инструкций по эксплуатации. В них не содержится ни структурированного описания возможных тепломеханических состояний оборудования, ни конкретного перечня режимов работы, что затрудняет работу персонала (особенно персонала, не имеющего профильного теплоэнергетического образования).

Чёткая классификация оперативных состояний и эксплуатационных режимов работы оборудования, отражение границ этих режимов в производственных инструкциях позволят поднять культуру эксплуатации, снизить нерациональные расходы и потери топливно-энергетических ресурсов, а также обеспечить разработку мероприятий по повышению надежности работы основного и вспомогательного оборудования ТЭС.

Описание предлагаемого подхода к разработке технологических инструкций деаэраторов на примере деаэраторов рассматриваемой в настоящем разделе установки приведено в Приложении 10 к диссертации.

Внедрение разработанной технологической инструкции в производственный процесс участка химводоочистки теплосилового цеха ОАО «Северсталь» позволило уменьшить число отказов оборудования по вине персонала, что подтверждено соответствующим актом внедрения (Приложение 8).

7.2.3. Деаэраторы ДЦВ-200 ОАО «ОмПО «Иртыш»

Рассматривается деаэрационная установка ОАО «ОмПО «Иртыш», г. Омск, состоящая из центробежно-вихревых деаэраторов ДЦВ-200 и капельных деаэрационных устройств в деаэраторных баках. Технологическая схема установки приведена в разделе П.2.3 Приложения 2 к диссертации.

Задача работы аналогична решаемой для деаэраторов ДА-300м и ДСА-300, рассмотренной в предшествующем разделе. Для решения задачи использованы как экспериментальные данные, полученные в ходе натурных испытаний деаэраторов (Приложение 2), так и результаты численных экспериментов, проведенных с использованием математической модели ступени деаэрации, работающей за счет «начального эффекта», и разработанного программного комплекса «Технологический расчет атмосферных струйнобарботажных деаэраторов воды» (в части деаэраторного бака). При анализе экспериментальных данных и результатов расчетов, проведенных с использованием разработанной математической модели (3.27), выявлено следующее:

– массовая концентрация растворенного в воде после ДЦВ кислорода увеличивается при уменьшении температуры воды перед деаэратором и при увеличении гидравлической нагрузки; обе указанные причины приводят к уменьшению ΔT - разности температур воды до и после ДЦВ (во втором случае – из-за увеличения гидравлического сопротивления тракта отвода выпара при увеличении его расхода); при этом нормативным значениям массовой концентрации растворенного кислорода в воде после деаэраторного бака соответствуют значения ΔT не менее 4 °C;

– существенное увеличение температуры воды перед ДЦВ (при которых ΔT более 10 °C) не приводит к заметному повышению эффективности установки по удалению из воды растворенного кислорода, что обусловлено, во-видимому, малым временем пребывания воды в аппарате.

Исходя из полученных данных, определены значения теплогидравлических параметров, соответствующие условиям эффективной работы установки по удалению из воды растворенного кислорода.

Поскольку при испытаниях установки выполнялись только эпизодические измерения pH_{25} деаэрированной воды и массовой концентрации в ней свободного диоксида углерода, проверка эффективности работы установки по удалению из воды угольной кислоты выполнена расчетным путем с применением программного комплекса «Технологический расчет атмосферных струйно-барботажных деаэраторов воды» с программным модулем «Декарбонизация». При этом, учитывая малое время пребывания воды в ДЦВ и капельной деаэрационной ступени, проведена серия расчетов деаэраторного бака без барботажного устройства при различных гидравлических нагрузках установки и средних эксплуатационных значениях общей щелочности деаэрируемой воды 1,98 мг/дм³ и pH_{25} этой воды 7,55. Использовался расчет по упрощенной методике в соответствии с порядком расчета, описанным в разделе 2.5. Результаты расчета показателей эффективности удаления из воды угольной кислоты отражены на рисунке 7.5.

По результатам расчетов выявлено, что деаэрационная установка обеспечивает получение деаэрированной воды при отсутствии свободной угольной кислоты и при значениях pH₂₅, удовлетворяющих нормативным требованиям, во всем диапазоне гидравлической нагрузки.



Рисунок 7.5. Результаты расчета показателей эффективности удаления из воды угольной кислоты в деаэрационной установке ОАО «ОмПО «Иртыш»: σ_{d} , ед. – степень термического разложения гидрокарбонатов; $pH_{25}^{\ \beta}$, ед. рН – водородный показатель деаэрированной воды; D_{d} , т/ч – расход деаэрированной воды; сплошная линия – результаты расчета σ_{d} ; штриховая линия – результаты расчета $pH_{25}^{\ \beta}$; пунктирные линии – границы нормативного диапазона изменения $pH_{25}^{\ \beta}$

По результатам исследований разработана режимная карта по эксплуатации деаэрационной установки (таблица П.9.2 Приложения 2), а также система рекомендаций по обеспечению эффективной работы установки в виде карты контроля технологии и качества (таблица П.9.3 Приложения 2). Разработанная математическая модель передана персоналу энергообъекта и используется им при оперативной диагностике деаэрационной установки путем сопоставления фактических показателей её работы и результатами расчетов, выполненных при тех же условиях.

7.3. Обоснование технических решений по реконструкции деаэрационных установок

7.3.1. Деаэратор ДА-100 (ДСА-100) ОАО «Северсталь»

Объект реконструкции рассмотрен в разделе 7.2.1. Поскольку в ходе режимноналадочных испытаний установлена невозможность получения деаэрированной воды требуемого химического качества, рассматривался ряд возможных вариантов реконструкции:

– вариант № 1 – восстановление непровальных барботажных листов в деаэрационных колонках и организация парового барботажа в баках существующих деаэраторов ДСА-100;

– вариант № 2 – использование предвключенных к существующим деаэраторам ДСА-100 дополнительных прямоточных деаэрационных устройств, работающих за счет начального эффекта; по требованию заказчика в качестве таких устройств рассматривались деаэраторы «АВАКС»;

 – вариант № 3 – замена существующих деаэраторов ДСА-100 на деаэраторы ДА-100,
 в деаэрационной колонке которых кроме струйных отсеков имеется непровальный барботажный лист.

Первые два варианта реконструкции предусматривают также выполнение капитального ремонта существующих деаэраторов ДСА-100, поскольку на момент выполнения работы их техническое состояние характеризовалось как неудовлетворительное.

При разработке вариантов реконструкции учитывалось, что рассматриваемая установка, в зависимости от режима работы центральной водоподготовительной установки теплосилового цеха ОАО «Северсталь», может эксплуатироваться в двух режимах работы: в режиме основной деаэрации, при котором в деаэраторы подается недеаэрированная химически очищенная вода с массовой концентрацией растворенного кислорода около 6000 мкг/дм³, и в режиме барьерной деаэрации, при котором в деаэраторы поступает уже деаэрированная вода с массовой концентрацией растворенного кислорода на уровне 50 мкг/дм³.

При разработке обоснований вариантов реконструкции сделано предположение, что вариант № 3 обеспечит получение деаэрированной воды требуемого химического качества, поэтому дополнительные расчеты для этого варианта не проводились.

Для обоснования варианта № 1 выполнена разработка математической модели деаэратора после реконструкции. При этом описанная в разделе 7.2.1 математическая модель расширена путем добавления двух деаэрационных элементов: непровального барботажного листа в деаэрационной колонке ниже второго струйного отсека и затопленного барботажного коллектора в водяном объеме деаэраторного бака. Конструкция затопленного барботажного устройства деаэраторного бака (рисунок 7.6) принята по аналогии с барботажными устройствами деаэраторов ДА-300м и ДСА-300, описанными в разделе П.2.1 Приложения 2. Для непровального барботажного листа площадь межфазной поверхности определяется по (3.9), коэффициент теплопередачи – по (3.14), а коэффициент массопередачи по растворенному кислороду – по (3.15); для затопленного барботажного устройства математическую модель составляют выражения (3.16) и (3.18), а также принятые по опубликованным данным [85, 87, 90, 92] значения коэффициентов теплопередачи при барботаже пара через слой жидкости того же вещества. Расчеты выполнялись в разработанном ранее программном комплексе «Расчет многопоточных атмосферных деаэраторов с барботажным устройством».



Рисунок 7.6. Рассматриваемое затопленное барботажное устройство деаэраторного бака: 1 – деаэраторный бак; 2 – штуцер присоединения деаэрационной колонки; 3 – трубопровод подвода основного пара; 4 – трубопровод отвода деаэрированной воды; 5 – трубопровод подвода барботажного пара; 6 – затопленный барботажный коллектор

Расчеты выполнены при нескольких значениях гидравлической нагрузки деаэратора при удельном расходе выпара деаэратора 2 кг/т, удельном расходе пара на барботаж через затопленное барботажное устройства деаэраторного бака 20 кг/т, номинальном значении уровня воды в деаэраторном баке 2600 мм при двух указанных значениях массовой концентрации растворенного в исходной воде кислорода для режимов основной и барьерной деаэрации. Температура воды на входе в деаэратор определялась при каждом значении гидравлической нагрузки, исходя из того, что кроме основного потока воды с температурой 73 $^{\circ}$ С (среднее эксплуатационное значение) в деаэратор вводится поток турбинного

конденсата с постоянным расходом 22,7 т/ч, температурой 55 °C и массовой концентрацией растворенного кислорода 150 мкг/дм³). Результаты расчета отражены на рисунке 7.7.



Рисунок 7.7. Результаты расчета массовой концентрации растворенного в деаэрированной воде кислорода: С₀₂, мкг/дм³ – массовая концентрация растворенного в деаэрированной воде кислорода; D_д, т/ч – расход деаэрированной воды; сплошная линия – результаты расчета в режиме основной деаэрации; пунктирная линия – результаты расчета в режиме барьерной деаэрации

По результатам расчета сделан вывод, что реконструкция деаэратора по варианту № 1 обеспечит получение деаэрированной воды нормативного химического качества (по заданию рассматривались два варианта норматива по массовой концентрации растворенного кислорода в деаэрированной воде – 20 мкг/дм³ и 10 мкг/дм³; при достижении второго из указанных нормативов рассматривался вопрос о возможности использования части расхода деаэрированной воды на технологические нужны металлургического производства).

По результатам расчетов разработан проект режимной карты по эксплуатации деаэраторов в случае их реконструкции по рассматриваемому варианту.

При обосновании технический решений по варианту № 2 реконструкции рассмотрены две альтернативных схемы надстройки деаэраторов ДСА-100 прямоточными кавита-

284

ционными устройствами «ABAKC», конструктивные особенности и принцип работы которых описаны в первой главе диссертации:

 вариант № 2(а) с установкой «АВАКС» на потоке воды, поступающей на деаэрацию в установку;

 – вариант № 2(б), предусматривающий установку «АВАКС» на трубопровод рециркуляции деаэрированной воды деаэратора «ДСА».

Разрабатываемая технология деаэрации, предусматривающая надстройку деаэраторов «ДСА» прямоточным кавитационным устройством «АВАКС», имеет практическое значение не только для конкретного энергообъекта, но полезна и в других подобных случаях. Струйно-барботажные деаэраторы серий «ДА» или «ДА-м», как правило, обеспечивают получение деаэрированной воды нормативного химического качества [111, 112, 150]. Но на энергообъектах России, кроме деаэраторов указанных серий, в эксплуатации находится большое количество атмосферных деаэраторов серии «ДСА», изготовленных в середине прошлого века. Такие деаэраторы, лишенные барботажных устройств в деаэрационной колонке, зачастую не имеют барботажа и в деаэраторном баке. Эффективность деаэрации воды этими аппаратами не удовлетворяет нормам, что доказывается и результатами проведенных экспериментальных исследований, описанных в разделе 7.2.1. Как показано выше, одним из путей реконструкции таких деаэраторов является организация парового барботажа в деаэраторном баке. Но в ряде случаев такая реконструкция экономически не целесообразна или невозможна, поскольку барботажный пар должен иметь давление, большее, чем давление основного пара. Именно для таких случаев и предлагается использовать рассматриваемую технологию деаэрации воды.

Технологическая схема установки, предусматриваемая вариантом № 2(а) приведена на рисунке 7.8. В этой схеме через «АВАКС» проходит поток исходной воды, предварительно подогретый в пароводяном теплообменнике. Вторым потоком, подаваемым в деаэратор «ДСА» является поток исходной воды, не прошедший пароводяной теплообменник, но прокачиваемый через охладитель выпара деаэратора «ДСА», то есть поток с относительно малой температурой воды. Поэтому второй поток не направляется в «АВАКС».

Получено следующее выражение для расчета массовой концентрации растворенного кислорода *C*, мкг/дм³, в деаэрированной воде, направляемой потребителям:

$$C = C_0 \frac{\left[1 + K\left(1 - \zeta_{ABAKC}\right)\right] \cdot \left(1 - \zeta_{JCA}\right)}{1 + K},$$
(7.6)

где C_0 , мкг/дм³ – массовая концентрация растворенного кислорода в исходной воде, направляемой на деаэрацию; K – кратность циркуляции воды через «ABAKC», представляющая собой отношение расхода воды через «ABAKC» к расходу воды в деаэратор «ДСА» помимо «ABKC», то есть через охладитель выпара; $\xi_{\text{ДСА}}$, ед. – относительный эффект деаэрации в деаэраторе «ДСА»; $\xi_{\text{АВАКС}}$, ед. – относительный эффект деаэрации в деаэраторе ABAKC.



Рисунок 7.8. **Технологическая схема реконструкции деаэрационной установки по варианту № 2(а):** ДСА-100 – существующий деаэратор типа «ДСА»; ABAKC – прямоточное кавитационное деаэрационное устройство; к Э – к эжектору либо вакуумному насосу; OBA – охладитель выпара; ПХОВ – пароводяной подогреватель химически очищенной воды; ГП – греющий пар; к-т – конденсат; прочие обозначения приведены в тексте

Эффект деаэрации воды в любом из деаэраторов определяется в соответствии с [112] следующим образом:

$$\zeta = \frac{C_{\rm BX} - C_{\rm BbIX}}{C_{\rm BX}},\tag{7.7}$$

где $C_{\text{вх}}$ и $C_{\text{вых}}$ – массовые концентрации растворенного кислорода соответственно на входе и выходе деаэратора.

Выражение (7.6) получено при условии, что расход выпара деаэратора «ДСА» не регулируется при изменении гидравлической нагрузки установки, что соответствует практике работы атмосферных деаэраторов: расход выпара устанавливается таким образом, чтобы при номинальной гидравлической нагрузке удельный расход выпара обеспечивал получение деаэрированной воды требуемого химического качества по содержанию растворенного кислорода, а при уменьшении гидравлической нагрузки удельный расход выпара пропорционально увеличивается. Расход охлаждающей воды через охладитель выпара также не регулируется и устанавливается таким образом, чтобы температура этой воды на входе из охладителя составляла 80 °С (по паспортным данным охладителя) при каждом значении температуры исходной воды на входе в установку.

Относительный эффект деаэрации для деаэратора «ДСА» рассчитан по (7.6) при использовании полученной экспериментальным путем основной режимной характеристике деаэратора (раздел 7.2.1). Соответствующие зависимости показаны на рисунке 7.9.



Рисунок 7.9. **Относительный эффект** деаэрации воды в деаэраторе ДСА-100: ξ_{ДСА}, ед. – относительный эффект деаэрации; D_{ucx} – расход воды, поступающей в деаэратор; $t_{вx}$ – температура воды непосредственно на входе в деаэратор

Относительный эффект деаэрации воды в деаэраторе «АВАКС» может быть принят по данным проведенных нами ранее экспериментальных исследований [254, 255] равным 0,85 при значениях перегрева поступающей в него воды относительно температуры насыщения при давлении выпара 2,7 °С и более. Такой результат подтвержден результатами расчета деаэратора с использованием разработанной модели ступени деаэрации, работающей за счет «начального эффекта» (раздел 3.6 диссертации).

На рисунке 7.10 приведена основная режимная характеристика деаэрационной установки, рассчитанная по (7.6) с учетом сделанных замечаний, а также при условии, что температура воды перед деаэратором «АВАКС» равна 70 °С (обеспечивается соответствующим подогревом воды в ПХОВ) по условиям его нормальной работы.



Рисунок 7.10. Основная режимная характеристика деаэрационной установки по варианту № 2(а): C, мкг/дм³ – массовая концентрация растворенного кислорода в деаэрированной воде; $D_{\text{потр}}$ – расход воды потребителям, в данном случае равный D_{d} ; $t_{\text{исх}}$ – температура исходной воды, подаваемой на деаэрационную установку

Полученные результаты свидетельствуют, что реконструкция установки по варианту № 2(а) может быть рекомендована для получения деаэрированной воды с нормативной массовой концентрацией растворенного кислорода 20 мкг/дм³ только в том случае, если
температура исходной воды на входе в установку не будет превосходить 30 °C, что для рассматриваемого энергообъекта не обеспечивается. Получение же деаэрированной воды с массовой концентрацией растворенного кислорода 10 мкг/дм³ (такой вариант прорабатывался в соответствии с требованиями заказчика) практически возможно лишь в узком диапазоне гидравлической нагрузки установки. По этим причинам рассматриваемый вариант реконструкции в данном случае отклонен.

Схема деаэрационной установки по варианту № 2(б) приведена на рисунке 7.11.



Рисунок 7.11. **Технологическая схема реконструкции деаэрационной установки** по варианту № 2(б): обозначения те же, что на рисунке 7.8, а также приведены в тексте

Для рассматриваемой установки при указанных выше общих условиях расчета выражение для определения массовой концентрации растворенного в деаэрированной воде кислорода получено в виде:

$$C = C_0 \frac{1}{\frac{1+K}{1-\zeta_{\text{ДCA}}} - K(1-\zeta_{\text{ABAKC}})},$$
(7.8)

где кратность циркуляции *К* представляет собой отношение расхода воды на рециркуляцию (через «АВАКС») *W* к расходу воды на установку *D*.

В данном случае расход воды через «АВАКС» может регулироваться и изменяться от нуля до максимального значения, которое выбирается из условия достижения средней по потокам температуры воды перед «ДСА» 94 °С (нагрев в «ДСА» не может быть меньше 10 °С для обеспечения нормальной вентиляции парового пространства). Требуемая кратность циркуляции $K_{\text{треб}}$, при которой будет обеспечиваться заданная нормативная массовая концентрация растворенного кислорода в деаэрированной воде $C_{\text{норм}}$, определится по выражению

$$K_{\text{треб}} = \frac{C_0 \left(1 - \zeta_{\text{ДCA}}\right) - C_{\text{норм}}}{C_{\text{норм}} \left[1 - \left(1 - \zeta_{\text{ABAKC}}\right) \left(1 - \zeta_{\text{ДCA}}\right)\right]}.$$
(7.9)

На рисунке 7.12 приведена полученная расчетным путем по (7.8) основная режимная характеристика деаэрационной установки по варианту № 2(б) при температуре исходной воды на входе 20 °C при изменении кратности циркуляции K в диапазоне от 0 до максимального при данной температуре исходной воды значения. На рисунке 7.13 обобщены результаты аналогичных расчетов при максимальных значениях кратности циркуляции K (поскольку при этом обеспечиваются минимальные значения массовой концентрации растворенного кислорода в деаэрированной воде) при различных значениях температуры исходной воды. Полученные данные позволяют заключить, что при реализации реконструкции установки по варианту № 2(б) удается обеспечить получение деаэрированной воды с нормативной концентрацией растворенного кислорода 20 мкг/дм³ при всех эксплуатационных значениях температуры воды, поступающей на деаэрацию. Обеспечить нормативную концентрацию растворенного кислорода в деаэрированной воде, равную 10 мкг/дм³, возможно во всем диапазоне гидравлической нагрузки установки путем изменения кратности циркуляции, но при температуре исходной воды не более 30 °C.



Рисунок 7.12. Основная режимная характеристика деаэрационной установки по варианту № 2(б) при температуре исходной воды 20 °C: *К* – кратность циркуляции; прочие обозначения те же, что на рисунке 7.10



Рисунок 7.13. Основная режимная характеристика деаэрационной установки по варианту N_2 2(б) при различных значениях температуры исходной воды $t_{\text{исх}}$ и максимальных значениях кратности циркуляции K_{max} : обозначения те же, что на рисунке 7.10

На рисунке 7.14 показана зависимость требуемой кратности циркуляции воды через «ABAKC», рассчитанная по (7.9) при разных значениях температуры исходной воды по условию обеспечения нормативной массовой концентрации растворенного кислорода в деаэрированной воде 20 мкг/дм³. Эта зависимость предназначена для использования в АСУ ТП установки.



Рисунок 7.14. Зависимость требуемой для обеспечения нормативной концентрации растворенного в деаэрированной воде кислорода (20 мкг/дм³) кратности циркуляции $K_{\text{треб}}$ от расхода воды потребителям $D_{\text{потр}}$ и температуры воды перед установ-кой $t_{\text{исх}}$

Необходимо отметить, что при реализации реконструкции установки по варианту № 2(б) следует учитывать увеличение затрат электроэнергии на привод насосов деаэрированной воды, обусловленное наличием дополнительного потока воды, направляемого на рециркуляцию через «АВАКС».

Таким образом, для итогового экономического анализа приняты три варианта реконструкции установки из четырех рассмотренных – варианты № 1, 2(б) и 3.

Собственно экономическое обоснование рассматриваемых вариантов реконструкции выполнено методом наименьших затрат, поскольку, с одной стороны, все варианты обес-

печивают доведение химического качества деаэрированной воды до нормативного, а с другой стороны, определить в денежном выражении прибыль, получаемую от реконструкции установки, затруднительно из-за сложности оценки ремонтных затрат, связанных с превышением нормативного содержания в теплоносителе растворенного кислорода. Все расчеты проведены на один деаэратор.

Для варианта № 1 учтено уменьшение выработки электроэнергии турбоагрегатом ПТ-12-35/10М КТЗ ст. № 2 по причине передачи части тепловой нагрузки деаэраторов с теплофикационного отбора на производственный (барботажный пар должен иметь большее давление, чем давление основного пара, и поэтому будет обеспечиваться производственным отбором турбины). В среднем за год вырабатываемая мощность при том же расходе свежего пара на турбину уменьшится на 231,8 кВт при числе часов работы турбоагрегата 7800 ч в год. Из-за разницы между ценой электроэнергии, производимой собственной турбиной, и ценой электроэнергии, покупаемой из сети комбината, дополнительные затраты составят 1,356 млн. руб в год. Полная сметная стоимость реализации проекта реконструкции установки по варианту № 1 получена на уровне 2,752 млн. руб.

При реализации реконструкции по варианту № 2(б) сметная стоимость проекта составит 2,125 млн. руб. Однако из-за наличия рециркуляции воды через «ABAKC» затраты мощности на привод насосов деаэрированной воды увеличатся на 0,658 млн. кВт·ч за год, что эквивалентно дополнительным затратам 0,494 млн. руб в год.

Сметная стоимость проекта реконструкции установки по варианту № 3 оценена на уровне 2,990 млн. руб. Дополнительные затраты, связанные с реализацией проекта, отсутствуют.

Суммарные затраты на реконструкцию установки составят: по варианту № 1 – 4,108 млн. руб; по варианту № 2(б) – 2,619 млн. руб; по варианту № 3 – 2,990 млн. руб. Таким образом, предпочтительным следует признать вариант реконструкции № 2(а), характеризуемый наименьшими суммарными затратами на реализацию. Предлагаемый вариант реконструкции включен в план финансирования предприятия.

7.3.2. Деаэраторы ДА-50 ЗАО «Родниковская энергетическая компания»

На ПГУ-ТЭС ЗАО «Родниковская энергетическая компания» (ЗАО «РЭК»), г. Родники Ивановской обл., деаэрационно-питательная установка включает два деаэратора ДА-50. Деаэраторы укомплектованы деаэрационными колонками КДА-50, состоящими из одного струйного отсека и непровального барботажного листа, а также деаэраторными баками вместимостью 15 м³ типовой конструкции без затопленных барботажных устройств. Конструкции элементов деаэраторов соответствуют приведенным на рисунках 2.3 и 2.4 для деаэраторов той же модели, установленных на котельной «Южная» в г. Череповце.

Основной задачей рассматриваемого этапа работы являлась разработка технических решений по обеспечению нормативной эффективности удаления в деаэраторах угольной кислоты. Задача решалась в три этапа.

На первом этапе проведены наблюдения в эксплуатационном режиме работы деаэраторов в течение полугода, при этом получены данные по более чем 600 опытам. Выявлено, что деаэраторы эксплуатируются при изменении общей щелочности поступающей в них воды в широком диапазоне: от 0,5 до 4,5 мг-экв/дм³. Деаэраторы во многих режимах не обеспечивают получение деаэрированной воды с нормативными значениями pH₂₅: водородный показатель в среднем за период наблюдений составил 8,1 при диапазоне нормативных значений от 8,5 до 9,5; эпизодически наблюдались значения pH₂₅ деаэрированной воды менее 7,5 (минимальное зарегистрированное значение 6,7). При такой эффективности удаления угольной кислоты в деаэраторах, с одной стороны, существенно ухудшается качество защиты конструкционных материалов от коррозии, с другой стороны, наблюдается увеличение содержания свободного диоксида углерода в паре котлов (в некоторых режимах до 160 мг/дм³). Поскольку этот пар после использования в противодавленческих турбинах направляется в паровые сети многих предприятий, работающих на территории промышленной зоны «Родники», последнее обстоятельство приводит к коррозионным разрушениям конденсатного хозяйства потребителей и трубопроводов возврата конденсата от потребителей на ПГУ-ТЭС. Изложенное доказывало необходимость разработки технических решений по реконструкции деаэрационной установки.

На втором этапе выполнена разработка эскизного проекта реконструкции деаэраторов, предусматривающего установку затопленных барботажных устройств деаэраторных баков (рисунок 7.15).



Рисунок 7.15. Эскизный проект модернизации деаэраторов ДА-50 деаэрационнопитательной установки ПГУ-ТЭС ЗАО «РЭК»

Обоснование эффективности принятых проектных решений выполнено путем моделирования показателей работы деаэраторов после реконструкции. Общий подход к разработке математической модели многоступенчатого деаэратора изложен в разделе 7.2.1. Для проведения расчетов использован разработанный программный комплекс «Технологический расчет атмосферных струйно-барботажных деаэраторов воды», включая модуль «Декарбонизация».

Разработанная математическая модель использована для расчета показателей эффективности десорбции растворенного кислорода и удаления угольной кислоты в эксплуатационных диапазонах изменения режимных параметров. При этом выявлено, что массовая концентрация растворенного кислорода в деаэрированной воде во всех режимах работы деаэратора не превышает 5 мкг/дм³ при нормативном значении 10 мкг/дм³. Результаты исследований эффективности удаления из воды угольной кислоты в деаэраторах после реконструкции подробно изложены в диссертации С.Д. Горшенина [157], подготовленной под научным руководством автора. Основные данные приведены на рисунках 7.16–7.21.



Рисунок 7.16. Результаты расчета степени термического разложения гидрокарбонатов о, ед., в деаэраторе ДА-50 ЗАО «РЭК» после реконструкции в зависимости от гидравлической нагрузки G, т/ч, и общей щелочности деаэрируемой воды Щ₀^{исх}, мг-экв/дм³ (уровень воды в деаэраторном баке 1620 мм)



Рисунок 7.17. Результаты расчета pH₂₅, ед., деаэрированной воды для деаэратора ДА-50 ЗАО «РЭК» после реконструкции в зависимости от гидравлической нагрузки G, т/ч, и общей щелочности деаэрируемой воды $Ш_0^{\text{нсх}}$, мг-экв/дм³ (уровень воды в деаэраторном баке 1620 мм)



Рисунок 7.18. Результаты расчета массовой концентрации свободного диоксида углерода в деаэрированной воде $CO_2^{,\alpha}$, мг/дм³, для деаэратора ДА-50 ЗАО «РЭК» после реконструкции в зависимости от гидравлической нагрузки G, т/ч, и общей щелочности деаэрируемой воды $Ш_0^{,\mu cx}$, мг-экв/дм³ (уровень воды в деаэраторном баке 1620 мм)



Рисунок 7.19. Результаты расчета степени термического разложения гидрокарбонатов о, ед., в деаэраторе ДА-50 ЗАО «РЭК» после реконструкции в зависимости от уровня воды в деаэраторном баке Н, м, и общей щелочности деаэрируемой воды Щ^{исх}, мг-экв/дм³ (гидравлическая нагрузка деаэратора 35 т/ч)



Рисунок 7.20. Результаты расчета pH₂₅, ед., деаэрированной воды для деаэратора ДА-50 ЗАО «РЭК» после реконструкции в зависимости от уровня воды в деаэраторном баке H, м, и общей щелочности деаэрируемой воды $\mathbb{H}_0^{\text{исх}}$, мг-экв/дм³ (гидравлическая нагрузка деаэратора 35 т/ч)



Рисунок 7.21. Результаты расчета массовой концентрации свободного диоксида углерода в деаэрированной воде CO_2^{a} , мг/дм³, для деаэратора ДА-50 ЗАО «РЭК» после реконструкции в зависимости от уровня воды в деаэраторном баке H, м, и общей щелочности деаэрируемой воды $Ш_0^{ucx}$, мг-экв/дм³ (гидравлическая нагрузка деаэратора 35 т/ч)

Полученные зависимости позволяют выбирать при различных значениях общей щелочности исходной воды такие режимные параметры, которые обеспечивают получение деаэрированной воды с нормативными значениями pH₂₅. По результатам расчетов составлена режимная карта деаэраторов после из реконструкции по предложенному варианту.

На третьем этапе работы осуществлялся авторский надзор в ходе строительномонтажных работ по реконструкции деаэраторов, а также выполнена экспериментальная проверка эффективности предложенных технических решений. Выявлено, что при работе барботажных устройств с удельным расходом пара на барботаж не менее 15 кг пара на тонну деаэрированной воды, а также ведении режима работы деаэраторов в соответствии с разработанными режимными картами удается обеспечить получение деаэрированной воды с нормативными значениями pH₂₅ практически во всех режимах работы деаэрационно-питательной установки (рисунок 7.22).



Рисунок 7.22. Результаты эксплуатационных наблюдений за показателями работы деаэраторов ДА-50 ЗАО «РЭК» после реконструкции (данные системы автоматического химического контроля, интервал времени между замерами 4 часа): сплошная линия – среднее эксплуатационное значение

После более чем полугодового периода эксплуатации реконструированных деаэраторов проведена их ревизия (рисунок 7.23). Выявлено, что изготовленные затопленные барботажные устройства деаэраторных баков работают надежно, дефекты не выявлены.





Рисунок 7.23. Фотографии барботажного устройства деаэраторного бака деаэратора ДА-50 ст. № 2 после семи месяцев эксплуатации

7.3.3. Деаэрационная установка подпитки теплосети Омской ТЭЦ-5

Существующая установка деаэрации подпиточной воды тепловой сети Омской ТЭЦ-5 объединяет две очереди оборудования:

– I очередь, включающая три вакуумных деаэратора ДСВ-800 ст. № 1, 3 и 4 и деаэратор ДСВ-400 ст. № 2 (рисунок 7.24);

- II очередь, состоящая из четырех вакуумных деаэраторов ДСВ-800 ст. № 5, 6, 7 и 8 (рисунок 7.25).

Исходная вода на подпитку теплосети поступает из городского водопровода. Имеется три ввода водопроводной воды: два ввода условным диаметром 600 мм и один трубопровод условным диаметром 1000 мм. Ввод большего диаметра является основным. Водопроводная вода может подаваться двумя группами насосов сырой воды: группа из двух насосов HCB-1 и 2 типа Д2000-22 и группа их четырех насосов HCB-4, 5, 6 и 7 типа Д2500-62. Насосы HCB-1, 2 не используются.



Рисунок 7.24. Технологическая схема деаэрационной установки подпитки теплосети первой очереди

301



Рисунок 7.25. Технологическая схема деаэрационной установки подпитки теплосети второй очереди

302

Насосами сырой воды вода прокачивается через следующие группы оборудования: встроенные пучки конденсаторов турбин ПТ-80/100-130/13 ст. № 1, 2, Т-175-130 ст. № 3 и Т-185-130 ст. 4, 5, охладитель дистиллята обессоливающей установки и охладители конденсата испарительной установки № 1, а также подогреватель ПСВ-500-14-23, используемый в качестве охладителя дренажей расширителя высокого давления.

Вода, направляемая на деаэрацию, поступает от химводоочистки подпиточной воды тепловой сети (установки I и II очереди) и подается насосами декарбонизованной воды через барьерные фильтры. В состав установки подготовки подпиточной воды тепловой сети I очереди входят 3 насоса декарбонизованной воды (I НДВ-1, 2 и 3 типа Д-2000-100), на установке II очереди смонтированы 6 насосов (II НДВ-1, 2, 3, 4, 5, 6 типа 300Д-70б). Имеется возможность подачи воды на любой из деаэраторов подпитки теплосети от любой из очередей установки подготовки подпиточной воды тепловой сети.

Деаэраторы подпитки теплосети ДСВ-800 и ДСВ-400 – двухступенчатые вакуумные струйно-барботажные горизонтального типа конструкции ЦКТИ-Сар3ТМ со встроенным контактным охладителем выпара. Деаэраторы имеет типовую конструкцию [51, 52, 56]. Греющей средой в деаэраторах является прямая сетевая вода.

Деаэраторы ДСВ-800 и ДСВ-400 первой очереди оборудованы пароструйными эжекторами повышенной производительности типа ЭПД-150-2-Б (один эжектор на два деаэратора). На деаэраторах второй очереди использованы типовые эжекторы ЭП-3-25/75. Рабочей средой эжекторов является пар с абсолютным давлением 6 ата, поступающий из общестанционного парового коллектора собственных нужд ТЭЦ давлением 13 ата. Охлаждающей средой в холодильниках эжекторов деаэраторов второй очереди служит химически очищенная вода (часть потока воды, направляемой на деаэрацию). Конденсат из холодильников эжекторов деаэраторов второй очереди сливается через гидрозатвор в деаэраторы подпитки теплосети. Смесь конденсата и охлаждающей воды эжекторов деаэраторов первой очереди сбрасывается в канал гидрозолоудаления, поскольку в качестве охлаждающей воды в холодильниках этих эжекторов используется смывная вода.

Деаэрированная вода из деаэраторов подпитки теплосети поступает к насосам подпиточной воды теплосети. На первой очереди установки деаэрации подпиточной воды тепловой сети смонтировано три насоса (НПТС-1, 3 типа Д2000-34 и НПТС-2 типа Д2500-62), в состав второй очереди входит также три насоса (НПТС-4, 5 и 6 типа Д3200-33). Имеется возможность подачи деаэрированной воды к любому из насосов подпитки теплосети от любого из деаэраторов (в рамках схемы одной очереди). Имеется перемычка помимо НПТС-1, 2 и 3, по которой деаэрированная вода может самотеком сливаться в аккумуляторные баки. Насосами подпитки теплосети вода может подаваться либо непосредственно во всасывающие коллекторы сетевых насосов, либо в аккумуляторные баки подпитки теплосети, либо на всас зимних и летних насосов подпитки теплосети (в зависимости от условий работы теплофикационной установки ТЭЦ). Схема подключения аккумуляторных баков – тупиковая, то есть деаэрированная вода подается в трубопровод каждого бака, который является одновременно и подающим и сливным трубопроводом бака. Основной режим – подача воды в аккумуляторные баки.

Перегретая сетевая вода, используемая в деаэраторах подпитки теплосети в качестве греющего теплоносителя, поступает к деаэраторам либо непосредственно из напорного коллектора сетевых насосов второго подъема, либо через пиковые бойлеры (в зависимости от текущего значения температуры прямой сетевой воды, направляемой внешним потребителям). Пиковые бойлеры используют в качестве греющего пар общестанционного коллектора 13 ата.

На предварительном этапе работы выполнено обследование оборудования и технологических систем деаэрационной установки, а также выполнен расчет энергетических характеристик – зависимостей затрат тепловой и электрической энергии на приготовление подпиточной воды теплосети от производительности установки и температуры наружного воздуха (от которой зависит и температура исходной водопроводной воды).

В затраты электрической энергии включены её расходы на следующие группы насосов:

 – насосов сырой воды HCB-4, 5, 6 и 7 (пропорционально доле расхода сырой воды с схему подпитки теплосети в общем расходе воды, перекачиваемой насосами сырой воды);

- насосов декарбонизованной воды I НДВ-1, 2, 3 и II НДВ-1, 2, 3, 4, 5, 6;

– подпиточных насосов теплосети НПТС-1, 2, 3, 4, 5, 6;

 – сетевых насосов первого подъема (пропорционально доле расхода сетевой воды, направляемой на рециркуляцию в деаэраторы подпитки теплосети в качестве греющего теплоносителя, в общем расходе перекачиваемой сетевыми насосами воды);

 сетевых насосов второго подъема (пропорционально доле расхода сетевой воды, направляемой на рециркуляцию в деаэраторы подпитки теплосети в качестве греющего теплоносителя, в общем расходе перекачиваемой сетевыми насосами воды);

304

– зимних и летних насосов подпитки теплосети (для режимов с подачей подпиточной воды непосредственно на всас этих насосов либо в аккумуляторные баки – пропорционально доле расхода сетевой воды, направляемой на рециркуляцию в деаэраторы подпитки теплосети в качестве греющего теплоносителя, в общем расходе деаэрированной воды);

 конденсатных насосов основных подогревателей турбин (пропорционально доле расхода сетевой воды, направляемой на рециркуляцию в деаэраторы подпитки теплосети в качестве греющего теплоносителя, в общем расходе перекачиваемой сетевыми насосами воды);

– конденсатных насосов пиковых подогревателей сетевой воды (пропорционально доле расхода сетевой воды, направляемой на рециркуляцию в деаэраторы подпитки теплосети в качестве греющего теплоносителя, в общем расходе сетевой воды через пиковые бойлеры).

Затраты тепловой энергии рассчитываются с привязкой к тепловым нагрузкам регулируемых отборов (производственных и теплофикационных) и встроенных пучков конденсаторов турбоагрегатов ТЭЦ. Определяются доли расходов тепловой энергии от встроенных пучков конденсаторов, из теплофикационных и производственных отборов турбоагрегатов в общем расходе теплоты на подготовку подпиточной воды тепловой сети. Рассчитываются также непроизводительные расходы тепловой энергии (потери) из регулируемых отборов турбин, связанные с работой установки деаэрации подпиточной воды тепловой сети (кроме потерь от наружного охлаждения оборудования).

Искомые энергетические характеристики получены расчетным путем. При этом использованы актуальные энергетические характеристики насосного оборудования ТЭЦ, а также результаты статистической обработки ряда параметров, таких как температура водопроводной воды в зависимости от температуры наружного воздуха или отпуск тепловой энергии от конденсаторов турбоагрегатов.

Полученные в ходе расчета энергетические характеристики установки приведены на рисунках 7.26–7.30.



Рисунок 7.26. Энергетические характеристики существующей установки. Зависимость удельного расхода электроэнергии: $N_{yg}^{\Pi TC}$, кВт·ч/т – удельный расход электроэнергии на тонну подпиточной воды теплосети; $G_{\Pi TC}$, т/ч – расход подпиточной воды теплосети; t_{HB} , °С – температура наружного воздуха



Рисунок 7.27. Энергетические характеристики существующей установки. Зависимость удельного расхода тепловой энергии из производственных отборов турбоагрегатов: $Q_{\Pi O}$, MBT/MBT – доля отпуска тепловой энергии внешним потребителям с подпиточной водой теплосети, обеспечиваемая производственными отборами турбоагрегатов; $Q_{\Pi TC}$, MBT – тепловая мощность, отпускаемая внешним потребителям с подпиточной водой теплосети; прочие обозначения те же что на рисунке 7.26



Рисунок 7.28. Энергетические характеристики существующей установки. Зависимость удельного расхода тепловой энергии из теплофикационных отборов турбоагрегатов: Q_{TO} , MBT/MBT – доля отпуска тепловой энергии внешним потребителям с подпиточной водой теплосети, обеспечиваемая теплофикационными отборами турбоагрегатов; прочие обозначения те же что на рисунках 7.26 и 7.27



Рисунок 7.29. Энергетические характеристики существующей установки. Зависимость удельного расхода тепловой энергии от конденсаторов турбоагрегатов: $Q_{\text{конд}}$, MBT/MBT – доля отпуска тепловой энергии внешним потребителям с подпиточной водой теплосети, обеспечиваемая встроенными пучками конденсаторов турбоагрегатов; прочие обозначения те же что на рисунках 7.26 и 7.27



Рисунок 7.30. Энергетические характеристики существующей установки. Зависимость непроизводительных потерь тепловой энергии (кроме потерь от наружного охлаждения оборудования): $Q_{\text{пот}}$, MBT/MBт – относительные непроизводительные потери тепловой энергии в установке; прочие обозначения те же что на рисунках 7.26 и 7.27

Полученные данные, а также результаты обследования установки и анализа технической документации, включая ведомости оперативного химического контроля показателей качества теплоносителей, позволили сделать следующие выводы (*используются единицы измерения, применяемые на ТЭЦ*):

1) соотношение расходов деаэрируемой и греющей сетевой воды в деаэраторах составляет приблизительно 50 % (по месяцам базового года изменяется от 47 до 53 %); по этой причине производительность каждого из деаэраторов по подпиточной воде тепловой сети составляет также около 50 %; максимальный расход подпиточной воды тепловой сети внешних потребителей за предшествующие анализу 5 лет составил 2990 т/ч, что практически соответствует суммарной располагаемой гидравлической нагрузке действующей установки;

2) использование в качестве греющего теплоносителя перегретой сетевой воды приводит к перерасходу электроэнергии на теплофикационную установку; из-за необходимости рециркуляции части сетевой воды по контуру «прямая сетевая вода – деаэраторы подпитки теплосети – насосы подпитки теплосети – сетевые насосы – прямая сетевая вода» перерасход электроэнергии имеет место по группам подпиточных насосов (перекачивающих насосов деаэраторов подпитки теплосети), насосов подпитки теплосети, сетевых насосов, а также конденсатных насосов основных и пиковых подогревателей сетевой воды; выполненный расчет показал, что в среднем за пять лет увеличение удельного расхода условного топлива на отпуск тепла от ТЭЦ ввиду наличия рециркуляции сетевой воды через деаэраторы подпитки теплосети составляет 1,33 кг у.т./Гкал, что при среднегодовом отпуске тепловой энергии с горячей водой 3949,72 тыс. Гкал эквивалентно перерасходу топлива 5 253 т у.т / год;

3) существенным недостатком действующей схемы установки деаэрации подпиточной воды тепловой сети является отсутствие перемычки, позволяющей подавать деаэрированную воду из деаэраторов второй очереди самотеком в аккумуляторные баки; при расходах деаэрированной воды более 1000 т/ч, что соответствует расходу подпиточной воды тепловой сети внешних потребителей всего лишь около 500 т/ч, возникает необходимость включения в работу насосов деаэрированной воды НПТС-4, 5, 6; в результате при работе деаэраторов второй очереди с суммарной гидравлической нагрузкой по деаэрированной воде 2500 т/ч перерасход электроэнергии за год составляет около 4 014,0 тыс. кВт·ч, что при среднегодовом удельном расходе условного топлива на отпуск электроэнергии 322,6 г у.т./кВт.ч эквивалентно перерасходу топлива на уровне 1295 т у.т./год;

4) отрицательное влияние на эффективность работы установки деаэрации подпиточной воды тепловой сети оказывает работа избыточного оборудования химического цеха: фактически подпиточная вода проходит через химический цех только для того, чтобы производилась дозировка ингибитора отложений, при этом возникает необходимость работы насосов декарбонизованной воды; при расходе подпиточной воды тепловой сети внешних потребителей 2000 т/ч перерасход электроэнергии на привод насосов декарбонизованной воды составляет около 4 818,0 тыс. кВт.ч в год, что при среднегодовом удельном расходе условного топлива на отпуск электроэнергии 322,6 г у.т./кВт.ч эквивалентно перерасходу топлива в количестве 1 554 т у.т / год; кроме того, при работе декарбонизаторов температура воды уменьшается в среднем на 3 °C; суммарные годовые тепловые потери при тех же условиях составляют 65 700 Гкал / год, что эквивалентно годовому перерасходу условного топлива (КПД котлов брутто 91,2 %) 10 291 т у.т / год; вместе с тем, декарбонизация воды при имеющейся схеме подготовки подпиточной воды теплосети – избыточное мероприятие; установка дозирования ингибитора может быть перенесена в турбинный цех;

5) неэффективно используется выпар деаэраторов подпитки теплосети первой очереди: контактные холодильники эжекторов ЭПД-150-2-Б охлаждаются смывной водой, которая после холодильников вместе с конденсатом пара сбрасывается в канал гидрозолоудаления; при работе трех деаэраторов за год суммарные потери выпара составляют 1 314 тонн, потери рабочего пара эжекторов – 20 674 тонны; суммарные годовые потери тепла при этом составляют 14 218 Гкал/год, а перерасход условного топлива составляет 2 217 т у.т / год;

6) существенная доля тепловой нагрузки установки обеспечивается высокопотенциальными производственными отборами турбин, что негативно отражается на тепловой экономичности ТЭЦ по выработке электроэнергии;

7) техническое состояние эжекторов деаэраторов второй очереди удовлетворительное; техническое состояние холодильников эжекторов деаэраторов ст. № 6 и 7 также удовлетворительное; холодильники эжекторов деаэраторов ст. № 5 и 8 требуют замены трубной системы: при ревизии выявлено, что эжекторы указанных деаэраторов работают в зоне перегрузки, по причине разрушения части теплообменных трубок холодильники этих эжекторов не могут обеспечивать номинальный расход охлаждающей воды; техническое состояние деаэраторов первой очереди неудовлетворительное: фиксируются множественные коррозионные повреждения корпусов деаэраторов и элементов их обвязки; техническое состояние корпусов деаэраторов второй очереди удовлетворительное, но внутренние деаэрационные элементы требуют ремонта или замены; техническое состояние насосного оборудования установки удовлетворительное;

8) химическое качество деаэрированной воды систематически не удовлетворяет нормам: массовая концентрация растворенного кислорода достигает 185 мкг/дм³ при нормативном значении 50 мкг/дм³; pH₂₅ воды в среднем составляет 8,25 с эпизодическими уменьшениями до 7,8 при нормативных значениях от 8,3 до 9,0.

Таким образом, по результатам предварительного анализа технического состояния оборудования и показателей работы установки обоснована необходимость проведения её реконструкции. Помимо достижения нормативного химического качества подпиточной воды тепловой сети, реконструкция может обеспечить экономию топлива в условном исчислении до 20 610 т у.т. в год, что при цене на топливо 3501 руб/т у.т. (Экибастузский каменный уголь) эквивалентно экономии денежных средств в количестве 72,156 млн. руб в год. В этой оценке не учтено дополнительное повышение тепловой экономичности ТЭЦ при условии минимизации использования для деаэрации подпиточной воды теплосети высокопотенциального пара производственных отборов турбин с соответствующей загрузкой низкопотенциальных теплофикационных отборов.

Кроме того, при разработке технических предложений по реконструкции необходимо предусмотреть увеличение располагаемой производительности установки с учетом перспективного увеличения расхода подпиточной воды тепловой сети до 3000 т/ч и решить дополнительную проблему – дефицит производительности установки приготовления добавочной воды цикла, который на момент проведения работы оценивался в 35 т/ч (на Омской ТЭЦ-5 добавочная вода цикла готовится в четырех испарительных установках – двух общестанционных многоступенчатых и двух блочных).

Для достижения поставленных целей предложены следующие технические решения по реконструкции:

1) реконструировать вторую очередь деаэрационной установки (деаэраторы ДСВ-5, 6, 7 и 8); первая очередь деаэрационной установки на период освоения установки после реконструкции должна быть выведена в резерв, в последующем предусматривается её демонтаж;

2) смонтировать на базе установки второй очереди подпитки теплосети четыре автономных деаэрационных блока (рисунок 7.31: 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), каждый из которых включает следующее основное оборудование:

 – собственно деаэрационную установку, состоящую из центробежно-вихревого деаэратора ДЦВ-670, работающего за счет начального эффекта, и двух капельных деаэрационных устройств, встроенных в деаэраторные баки – корпуса существующих деаэраторов ДСВ-800;

- конденсатор выпара деаэратора (первая ступень нагрева деаэрируемой воды);

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

– эжектор трехступенчатый паровой со встроенным холодильником ЭП-3-25/75;

311



Рисунок 7.31. Принципиальная технологическая схема деаэрационной установки подпитки теплосети (реконструкция): обозначения приведены в тексте

3) смонтировать следующие общегрупповые механизмы и установки:

- группу из двух насосов сырой воды;

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

- промежуточные баки конденсата (два бака рабочим объемом по 10-15 м³);

- группу из двух насосов откачки конденсата;

 на всех насосах предусмотреть установку блоков частотного регулирования производительности;

4) провести собственно по деаэрационной установке следующие работы:

демонтировать внутренние устройства четырех деаэраторов подпитки теплосети
 второй очереди, выполнить усиление корпусов (деаэраторных баков);

 – установить в паровом пространстве каждого деаэраторного бака два капельных деаэрационных устройства суммарной номинальной производительностью 800 м³/ч (вторая ступень деаэрации);

 перед каждым деаэраторным баком с капельными деаэрационными устройствами
 установить центробежно-вихревой деаэратор ДЦВ-670 конструкции Б.А. Зимина [246– 248] максимальной производительностью 800 м³/ч (первая ступень деаэрации);

5) по схеме утилизации выпара:

– 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 деаэраторах использовать четыре трёхступенчатых паровых эжектора, устанавливаемых блочно с каждым деаэратором (по одному эжектору на каждый деаэратор); использовать имеющиеся эжекторы деаэраторов второй очереди типа ЭП-3-25/75, предварительно заменив трубные системы холодильников;

 – 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 емкостью по 10-15 м³ 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; обеспечить возможность перекачки конденсата в раздающий коллектор баков запаса конденсата (БЗК), а также в схему конденсатоочистки или в трубопровод питательной воды испарителей в случае ухудшения химического качества конденсата; уровень в баках сбора конденсата поддерживать автоматически насосами откачки конденсата для исключения повторной аэрации конденсата при значительных колебаниях уровня;

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

– заменить имеющиеся насосы сырой воды второй очереди (НСВ-4, 5, 6 и 7) двумя
 группами, каждая из которых включает два насоса: группа насосов сырой воды и группа
 насосов двойного назначения – насосов сырой воды и насосов 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) непосредственно в холодильники эжекторов, после чего воду возвращать на вход встроенных пучков конденсаторов турбин ст. № 4 и 5 для обеспечения максимально возможного расхода воды через встроенные пучки и получения максимальной конденсационной мощности в летний период;

– воду, направляемую на деаэрацию перекачивать насосами сырой воды через существующую схему встроенных пучков конденсаторов турбин, охладителей дистиллята и конденсата испарителей, охладителя дренажей РДВД непосредственно к деаэраторным установкам; для этого смонтировать перемычки между трубопроводами водопроводной воды к химическому цеху и трубопроводами возврата декарбонизованной воды из химцеха в котлотурбинный цех; установку дозирования ингибитора отложений перенести в турбинное отделение;

– 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;

7) по схеме перекачки деаэрированной воды:

 установить перемычку, позволяющую подавать деаэрированную воду самотеком в аккумуляторные баки подпиточной воды тепловой сети;

 для перекачки деаэрированной воды использовать существующую схему с насосами подпитки теплосети (насосами деаэрированной воды) НТПС-4, 5 и 6;

8) по схеме подачи рабочего пара на эжекторы:

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

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

 смонтировать новый трубопровод подачи пара от коллектора 13 ата условным диаметром 500 мм;

10) основные компоновочные решения:

 – насосы сырой воды и насосы двойного назначения (насосы охлаждающей воды эжекторов и насосы сырой воды) установить вместо имеющихся насосов сырой воды HCB-4, 5, 6, 7;

– смонтировать два новых трубопровода (условным диаметром 300 мм): трубопровод подачи охлаждающей воды к эжекторам и трубопровод возврата охлаждающей воды эжекторов; в районе деаэрационной установки указанные трубопроводы выполнить в виде коллекторов подачи и сбора охлаждающей воды от холодильников каждого из четырех эжекторов;

– смонтировать две перемычки условным диаметром 700 мм, обеспечивающие подачу водопроводной воды после встроенных пучков турбин, охладителей дистиллята и конденсата испарителей, охладителя дренажей ПСВ-500-14-23 непосредственно во входные коллекторы воды деаэрационной установки; перемычками соединить трубопроводы подачи подогретой водопроводной воды в химический цех и трубопроводы возврата декарбонизованной воды из химического цеха;

- деаэраторные баки деаэраторов второй очереди оставить на прежних местах;

 смонтировать дополнительную площадку обслуживания поверх имеющихся деаэраторных баков; на площадке разместить деаэраторы ДЦВ и конденсаторы выпара (подогреватели сальниковые ПС-250-30-0,5); – эжекторы со встроенными холодильниками разместить на площадке обслуживания деаэраторов (где они располагаются в настоящее время);

– смонтировать дополнительную этажерку, примыкающую к этажерке установки деаэраторов шириной 2 м (над сетевыми насосами второго подъема); на этажерке смонтировать 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 (рисунок 7.32);

 – для подачи рабочего пара к эжекторам использовать существующую схему подачи пара из коллекторов 7 и 13 ата;

– для подачи греющего пара к теплообменникам второй ступени смонтировать новый паропровод условным диаметром 500 мм; каждый из трубопроводов отбора пара из смонтированного коллектора на деаэратор оборудовать индивидуальным регулятором давления для обеспечения независимой регулировки производительности отдельных деаэраторов по дистилляту;

– баки сбора конденсата (каждый объемом по 10-15 м³) и насосы откачки конденсата разместить на отметке «0» в котельном отделении;

коллектор сбора конденсата из конденсаторов эжекторов условным диаметром
 100 мм проложить непосредственно под площадкой обслуживания деаэраторов вниз до
 баков сбора конденсата;

 – коллектор сбора конденсата из теплообменников второй ступени (после охладителей дренажа теплообменников второй ступени) условным диаметром 200 мм проложить непосредственно под площадкой обслуживания охладителей дренажа вниз до баков сбора конденсата;

 трубопроводы слива деаэрированной воды из баков деаэраторов, схему насосов деаэрированной воды, а также схему перекачки деаэрированной воды в баки-аккумуляторы оставить без изменений.

В соответствии с приведенным описанием технических решений проведены проектные расчеты, в ходе которых обоснован выбор оборудования установки: деаэраторов центробежно-вихревых ДЦВ-670, работающих без подачи греющего теплоносителя; капельных деаэрационных устройств КД-335; эжекторов пароструйных ЭП-3-25/75 ХТГЗ; конденсаторов выпара деаэраторов – типовых сальниковых подогревателей ПС-250-0,5-30; подогревателей второй ступени ПСВ-650-6-25; насосов откачки конденсата из баков сбора конденсата Кс-20-110/4 и другого вспомогательного оборудования.



Рисунок 7.32. **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

Для определения проектных показателей установки (одного из четырех деаэрационных блоков) разработана математическая модель, которая обеспечивает: – расчет давления всасывания эжектора в зависимости от температуры охлаждающей воды на входе в его холодильник с использованием экспериментально полученной рабочей характеристики эжекторов ЭП-3-25/75;

– определение гидравлического сопротивления тракта отсоса выпара от конденсатора выпара к эжектору на основе теплогидравлического расчета трубопроводов;

– поверочный тепловой расчет конденсатора выпара по известной методике [43, 46, 50];

 – расчет гидравлического сопротивления парового пространства конденсатора выпара ра по известной методике [43, 46, 50] и тракта отсоса выпара от деаэратора до конденсатора выпара на основе теплогидравлического расчета трубопроводов;

 – поверочный тепловой расчет подогревателя второй ступени с выносным охладителем дренажа по известным методикам [43, 46, 50];

– расчет десорбции растворенного кислорода в ДЦВ по разработанной математической модели ступени деаэрации, работающей за счет «начального эффекта» (раздел 3.6);

 – расчет десорбции растворенного кислорода в капельных деаэрационных устройствах по той же модели (раздел 3.6);

 – расчет расходов теплоносителей по технологической схеме на основе соответствующей модели структуры потоков;

– расчет затрат электрической мощности на привод насосов установки с частотным регулированием производительности с использованием заводских рабочих характеристик насосов и предложенной математической модели центробежных насосов, подача которых регулируется путем изменения числа оборотов ротора (раздел 6.3).

Расчеты по деаэраторам проведены в разработанном программном комплексе «Технологический расчет атмосферных струйно-барботажных деаэраторов воды». Для проведения прочих расчетов по установке разработан автоматизированный алгоритм в среде MS Excel.

С использованием разработанной таким образом математический модели установки в целом проведены расчеты при изменении в регулировочных диапазонах гидравлической нагрузки установки и температуры исходной водопроводной воды.

Основные результаты расчетов показателей работы собственно деаэраторов отражены на рисунках 7.33–7.41. Энергетические характеристики установки показаны на рисунках 7.42–7.46 в сопоставлении с определенными ранее показателями работы установки до реконструкции. В расчетах учтены следующие условия и ограничения: максимальный расход воды через конденсатор выпара выбранного типоразмера 660 т/ч; максимальный удельный расход выпара 20 кг/т по условиям обеспечения минимального капельного уноса воды по трубопроводам выпара; массовая концентрация растворенного кислорода в исходной воде 4000 мкг/дм³.



Рисунок 7.33. Результаты расчета показателей работы деаэрационного блока. Производительность нетто по дистилляту: $G_{d(\text{нетто})}$, t/4 – производительность нетто по дистилляту; $G_{\Pi TC}$, t/4 – расход воды на подпитку теплосети; t_{ucx} – температура исходной водопроводной воды



Рисунок 7.34. **Результаты расчета показателей работы деаэрационного блока. Удельный расход выпара:** $d_{\text{вып}}$, кг/т д.в. (на тонну деаэрированной воды) – удельный расход выпара; прочие обозначения те же, что на рисунке 7.33



Рисунок 7.35. Результаты расчета показателей работы деаэрационного блока. Недогрев воды до температуры насыщения в конденсаторе выпара: $\delta t_{\rm KB}$, °С – недогрев воды до температуры насыщения в конденсаторе выпара; прочие обозначения те же, что на рисунке 7.33



ратура охлаждающей воды за конденсатором выпара: $t_{\rm KB}$, °С – температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора выпара; прочие обозначения те же, что на рисунке 7.33



Рисунок 7.37. Результаты расчета показателей работы деаэрационного блока. Температура воды за подогревателем второй ступени: $t_{\Pi 2}$, ^оС – температура воды на выходе из подогревателя второй ступени; прочие обозначения те же, что на рисунке 7.33



Рисунок 7.38. Результаты расчета показателей работы деаэрационного блока. Температура дистиллята: $t_{дисст}$, °С – температура дистиллята; прочие обозначения те же, что на рисунке 7.33



Рисунок 7.39. Результаты расчета показателей работы деаэрационного блока. Температура подпиточной воды тепловой сети: $t_{\Pi TC}$, °С – температура подпиточной воды тепловой сети; прочие обозначения те же, что на рисунке 7.33



Рисунок 7.40. Результаты расчета показателей работы деаэрационного блока. Массовая концентрация растворенного кислорода за центробежно-вихревым деаэратором: *С*_{02, ДЦВ}, мкг/дм³ – массовая концентрация растворенного кислорода на выходе из центробежно-вихревого деаэратора; прочие обозначения те же, что на рисунке 7.33



Рисунок 7.41. Результаты расчета показателей работы деаэрационного блока. Массовая концентрация растворенного кислорода в подпиточной воде тепловой сети: $C_{O2,}$ птс, мкг/дм³ – массовая концентрация растворенного кислорода в подпиточной воде тепловой сети; $C_{O2, HOPM}$, мкг/дм³ – нормативная массовая концентрация растворенного кислорода в подпиточной воде тепловой сети; прочие обозначения те же, что на рисунке 7.33



Рисунок 7.42. Энергетические характеристики установки. Зависимость удельного расхода электроэнергии: сплошные линии – показатели работы установки до реконструкции; пунктирные линии – показатели работы установки после реконструкции; прочие обозначения те же, что на рисунке 7.26



Рисунок 7.43. Энергетические характеристики установки. Зависимость удельного расхода тепловой энергии из производственных отборов турбоагрегатов: обозначения те же, что на рисунках 7.27 и 7.42



Рисунок 7.44. Энергетические характеристики установки. Зависимость удельного расхода тепловой энергии из теплофикационных отборов турбоагрегатов: обозначения те же, что на рисунках 7.28 и 7.42


Рисунок 7.45. Энергетические характеристики установки. Зависимость удельного расхода тепловой энергии от конденсаторов турбоагрегатов: обозначения те же, что на рисунках 7.29 и 7.42



Рисунок 7.46. Энергетические характеристики установки. Зависимость непроизводительных потерь тепловой энергии (кроме потерь от наружного охлаждения оборудования): обозначения те же, что на рисунках 7.30 и 7.42

Таким образом, путем математического моделирования установлено следующее:

– установка обеспечивает получение подпиточной воды тепловой сети с массовой концентрацией растворенного кислорода, не превышающей нормативного значения этой концентрации, во всех эксплуатационных режимах; при этом обеспечивается получение дистиллята из выпара деаэраторов с расходом до 54 т/ч, который может использоваться в качестве добавочной воды паровых котлов; при уменьшении нагрузки установки по подпиточной воде тепловой сети увеличить производительность по дистилляту возможно путем увеличения удельного расхода выпара деаэраторов более 20 кг на тонну деаэрированной воды, однако при этом необходима разработка дополнительных технических решений по сепарации выпара для исключения ухудшения химического качества дистиллята из-за интенсификации капельного уноса воды по линии выпара;

 температура подпиточной воды тепловой сети соответствует требованиям для сетей с открытым водоразбором;

 при реализации проекта будут существенно уменьшены удельные затраты электроэнергии на приготовление подпиточной воды, а также непроизводительные потери тепловой энергии, связанные с работой установки;

– обеспечивается минимизация использования для приготовления подпиточной воды тепловой сети высокопотенциальных производственных отборов турбин с соответствующей загрузкой низкопотенциальных источников тепловой энергии – теплофикационных отборов и встроенных пучков конденсаторов турбин, что обеспечит дополнительное повышение эффективности ТЭЦ по производству электроэнергии.

Технический эффект от реализации предлагаемого проекта оценен специалистами ТЭЦ на уровне 18 250 т у.т./год, то есть выявленный ранее потенциал экономии топлива 20 610 т у.т./ год практически полностью реализуется. При указанной ранее цене на топливо 3501 руб/т у.т. (Экибастузский каменный уголь) экономический эффект от реализации проекта составит 63,893 млн. руб/ год. Отметим, что эта оценка не учитывает дополнительного эффекта от уменьшения удельного расхода условного топлива на отпуск электроэнергии по причине уменьшения удельного расхода тепловой энергии брутто на выработку электроэнергии турбоагрегатами из-за перераспределения тепловой нагрузки между высокопотенциальными и низкопотенциальными отборами турбоагрегатов (порядка 33 млн. руб/год).

Экономическая эффективность реконструкции по предложенному проекту (вариант № 1) определена в сравнении с альтернативным вариантом реконструкции (вариант № 2). Альтернативный вариант предполагает ремонт существующих деаэраторов второй очереди и установку вместо деаэраторов первой очереди двух новых деаэраторов ДСВ-800. Дефицит добавочной воды цикла паровых котлов устраняется за счет строительства новой цепочки химического обессоливания воды производительностью 50 т/ч. Сводные результаты расчета показателей экономической эффективности отражены в таблице 7.2. Срок полезного использования оборудования принят равным 15 лет.

Показатели экономической эффективности реконструкции установки

Показатель, единица измерения	Значение			
	Вариант № 1	Вариант № 2		
1. Единовременные затраты на реализацию, млн. руб	212,651	196,904		
2. Годовой прирост чистой прибыли, млн. руб:				
– за первый год реализации	71,995	20,350		
– за последний год полезного использования	144,040	77,165		
– всего за срок полезного использования	1 583,611	702,542		
3. Амортизационные отчисления:				
– за год, млн. руб/год	8,861	7,994		
– всего за срок полезного использования	132,911	119,908		
4. Чисты дисконтированный доход за срок полезного	443,887	91,818		
использования, млн. руб				
5. Дисконтированный срок окупаемости инвестиций, лет	2,88	8,34		

деаэрации подпиточной воды тепловой сети Омской ТЭЦ-5

Таким образом, несмотря на несколько большие капитальные затраты на реализацию, разработанный проект реконструкции (вариант № 1) имеет существенно лучшие показатели экономической привлекательности в сравнении с альтернативным вариантом (вариантом № 2), что позволило рекомендовать его к реализации.

На основе разработанного проекта составлен эскизный проект деаэрационной установки двойного назначения на базе деаэратора ДЦВ-670, который принят ОАО «Зарубежэнергопроект» (г. Иваново) в качестве типового технического решения, которое может быть рекомендовано при разработке проектной документации для реконструкции существующих или при проектировании новых деаэрационных установок подпитки теплосети с открытым водоразбором мощных отопительных ТЭЦ.

7.3.4. Обоснование мероприятий по реализации частотно-регулируемого привода питательных насосов деаэрационно-питательных установок энергетических котлов Сакмарской ТЭЦ, Печорской ГРЭС

Рассматривается известное энергосберегающее мероприятие для ТЭС, предусматривающее переход от дроссельного регулирования производительности питательных насосов энергетических котлов к её регулированию путем изменения числа оборотов ротора. Такое мероприятие может быть реализовано при использовании блоков частотнорегулируемого электропривода (ЧРП) насосов, гидромуфт или приводных турбин. В рамках диссертации эффективность рассматриваемого мероприятия оценивается для двух объектов реализации: Сакмарской ТЭЦ, г. Оренбург (в этом случае рассматриваются все три возможных направления – использования ЧРП, гидромуфт или приводных турбин) и Печорской ГРЭС (в этом случае, в соответствии с техническим заданием, рассматривалась только установка гидромуфт к питательным насосам).

Как показано в первой главе диссертации, в настоящее время при обосновании рассматриваемого энергосберегающего мероприятия применяются различные методики, приводящие к существенно различающимся результатам. Производителям ЧРП, гидромуфт и приводных турбин выгодно показывать эффективность, существенно превышающую реальный уровень потенциала экономии топлива. Кроме того, часто не учитываются фактически сложившиеся режимы работы оборудования ТЭС, хотя известно, что эффективность частотного регулирования производительности оказывается тем больше, чем меньше относительная нагрузка котлов. Наконец, при расчете собственно технического эффекта – уменьшения затрат мощности на привод насосов при изменении способа регулирования их производительности традиционного применяются упрощенные формулы пропорциональности (1.33), что, как показано в главе 6 диссертации, при глубоком изменении числа оборотов ротора приводит к появлению ошибок, сопоставимым по величине с самим эффектом уменьшения мощности. Все это доказывает необходимость разработки универсального алгоритма оценки эффективности применения частотного регулирования производительности для питательных насосов деаэрационно-питательных установок ТЭС, лишенного указанных недостатков.

Такой алгоритм разработан в рамках настоящего этапа работы. Его основные положения раскрыты на схеме, приведенной на рисунке 7.47.



Рисунок 7.47. Алгоритм оценки эффективности установки частотно-регулируемого привода (ЧРП, гидромуфт, приводных турбин) на питательные насосы барабанных паровых котлов ТЭС: обозначения приведены в тексте

Предлагаемый алгоритм предусматривает последовательное решение задач на следующих этапах:

1) расчет и построение гидравлической характеристики *S* тракта питательной воды от питательных насосов (ПН) до регуляторов питания котла (РПК) в зависимости от расхода перекачиваемой питательной воды $G_{пв}$; важность данного этапа обусловлена тем, что от значений *S* зависит положение рабочей точки на совместной характеристике ПН и сети и, соответственно, правильность дальнейшего расчета всех показателей работы системы; учитывая сложность топологии рассматриваемого тракта, а также наличие многочисленных местных сопротивлений (арматуры, гибов, участков расширения или сужения и т.п.), эта задача должна решаться с опорой на результаты испытаний или эксплуатационного контроля по давлению питательной воды за ПН и перед РПК котлов;

2) поскольку при изменении метода регулирования производительности питательных насосов барабанных котлов нельзя полностью отказаться от РПК (в противном случае существенно возрастает инерция регулирования уровня воды в барабане), следует перевести РПК в режим работы с минимально допустимым перепадом давления на нем, при котором еще обеспечивается нормальная работе РПК как исполнительного органа системы регулирования; этот минимальный перепад давления на РПК ΔР_{РПК}^{мин} можно установить по паспортным данным РПК;

3) по результатам испытаний или эксплуатационных наблюдений следует установить при каждом значении $G_{\text{пв}}$ требуемое давление за РПК $P_{\text{за РПК}}$, при котором обеспечивается нормальная работа внутрикотлового тракта питательной воды от РПК до барабана котла;

4) по данным, полученным на этапах 1–3, можно рассчитать при каждом значении $G_{\text{пв}}$ требуемое давление на напоре ПН $P_{\Pi \text{H}}^{\text{треб}}$ при переходе от дроссельного регулирования производительности к частотному, на показано на рисунке 7.47;

5) для определения напора ПН необходимо, кроме давления на стороне нагнетания, знать давление на всасе; для этого необходимо предварительно рассчитать гидравлическую характеристику всасывающего тракта ПН при каждом значении $G_{\rm nB}$; здесь, как и ранее, для обеспечения требуемой точности, целесообразно обратиться к результатам испытаний или эксплуатационных наблюдений по давлению в деаэраторе питательной воды $P_{\rm d}$ и на всасе ПН; 6) по данным, полученным на этапах 4 и 5, при каждом значении $G_{\text{пв}}$ выполняется расчет требуемого напора ПН $H_{\Pi\Pi}^{\text{треб}}$, как показано на рисунке 7.47;

7) с использованием разработанной математической модели насосов, работающих при переменно числе оборотов ротора (раздел 6.3) выполняется расчет рабочих характеристик ПН (зависимостей напора $H_{\Pi H}$ и мощности привода N_{np} от расхода питательной воды $G_{\Pi B}$) при нескольких значениях числа оборотов ротора ω в диапазоне от номинального ω_{HOM} до некоторого минимального значения; при этом исходные рабочие характеристики ПН при номинальном числе оборотов ротора ω_{HOM} принимаются по данным испытаний (при их наличии) или заводским рабочим характеристикам, приведенным в паспорте ПН;

8) выполняется расчет характеристики экономии мощности на привод ПН $\Delta N_{\Pi H}$ при переходе от дроссельного регулирования производительности к частотному; для этого при каждом значении $G_{\Pi B}$ в диапазоне от минимального до максимального по условиям работы котла по полученным на этапе 6 данным определяется требуемый напор ПН $H_{\Pi H}^{\text{треб}}$; далее по напорной характеристике, полученной на этапе 7, при известных значениях $G_{\Pi B}$ и $H_{\Pi H}^{\text{треб}}$ определяется требуемое число оборотов ротора НП $\omega_{\text{треб}}$; по полученной на этапе 7 мощностной характеристике насоса определяются значения мощности при дроссельном регулировании $N_{\Pi p}^{\text{исх}}$ (по $G_{\Pi B}$ и $\omega_{\text{ном}}$) и при частотном регулировании $N_{\Pi p}$ (по $G_{\Pi B}$ и $\omega_{\text{треб}}$); разность $N_{\Pi p}^{\text{исх}}$ и $N_{\Pi p}$ дает искомое значение $\Delta N_{\Pi H}$;

9) выполняется расчет экономии топлива ΔB в условном исчислении при реализации мероприятия за выбранный период времени (целесообразно проводить расчет за период не менее года помесячно); алгоритм расчета разрабатывается на основе нормативнотехнической документации по топливоиспользованию, индивидуальной для каждой ТЭС, при условии сохранения имевших место в базовом периоде значений отпуска электроэнергии с шин и тепловой энергии с коллекторов ТЭС; в расчетах используются отчетные данные о фактических показателях тепловой экономичности соответствующего оборудования по месяцам базового периода; алгоритм расчета должен обеспечивать сведение следующих балансов: теплового баланса выработки тепловой энергии брутто энергетическими котлами, теплового баланса отпуска тепловой энергии в регулируемые и нерегулируемые сверх нужд регенерации отборы турбоагрегатов, баланса затрат электроэнергии на собственные нужды, топливного баланса; пример алгоритма расчета ΔB , разработанный для одного из рассматриваемых в диссертации объектов реализации, будет описан далее; 10) полученные значения экономии топлива за период ΔB , а также стоимостные показатели мероприятия являются основой для расчета показателей экономической эффективности реализации мероприятия.

Далее рассмотрим примеры использования разработанного алгоритма для рассматриваемых объектов реализации – Печорской ГРЭС и Сакмарской ТЭЦ.

Применительно к Печорской ГРЭС рассмотрим энергоблок ст. № 5 номинальной электрической мощностью 215 МВт. Энергоблок состоит из работающего под разрежением парового энергетического котла ТГМЕ-206ХЛ номинальной паропроизводительностью 670 т/ч и номинальной тепловой мощностью 448,2 Гкал/ч, паровой конденсационной турбины К-215-130-1 ЛМЗ номинальной электрической мощностью 215 МВт с максимальным расходом свежего пара 660 т/ч. Питательная установка состоит из двух питательных насосов с электроприводом типа ПЭ-380-185-3 и ПЭ-580-195. При электрической нагрузке турбоагрегата до 150 МВт в работе находится питательный насос ПЭ-380-185-3, свыше 150 МВт – ПЭ-580-195. РПК котла представляет собой клапан регулирующий питательный основной условным диаметром 250 мм, номинальной пропускной способностью 670 т/ч и рабочим перепадом давлений от 2 до 20 МПа.

При реализации мероприятия предполагается использовать только один питательный насос – ПЭ-580-195, который будет обеспечить эффективную работу энергоблока во всем регулировочном диапазоне нагрузок энергоблока.

Результаты расчетов в рамках этапа 1 приведены на рисунке 7.48. При этом в качестве исходных данных использованы результаты эксплуатационных наблюдений.

Минимальный перепад давления на РПК в рамках этапа 2 определен по паспортным данным РПК и составил $\Delta P_{\text{РПК}}^{\text{мин}} = 20$ бар. Требуемое давление за РПК котла в рамках этапа 3 установлено по результатам анализа эксплуатационных данных и принято постоянным, равным $P_{3a \text{ РПК}} = 141,29$ бар. В соответствии с полученными данными, в рамках этапа 4 определяется требуемое давление на напоре ПН $P_{\Pi \text{H}}^{\text{треб}}$ (рисунок 7.49). Эта зависимость будет использована в системе автоматического регулирования гидромуфтой.



Рисунок 7.48. Определение гидравлической характеристики *S* тракта питательной воды от ПН до РПК котла: точки – результаты эксплуатационных наблюдений; линия – аппроксимация опытных данных; обозначения приведены в тексте



Рисунок 7.49. Определение требуемого давления на напоре ПН *Р*_{ПН}^{треб}: обозначения приведены в тексте

Деаэратор питательной воды на рассматриваемом энергоблоке работает при скользящем давлении (рисунок 7.50). С учетом этого проведены расчеты в рамках этапов 5 и 6. Результаты расчета требуемого напора ПН *H*_{ПН}^{треб} приведены на рисунке 7.51.



Рисунок 7.50. Давление в деаэраторе питательной воды *Р*_д: обозначения приведены в тексте



Рисунок 7.51. Определение требуемого напора ПН *Н*_{ПН}^{треб}: обозначения приведены в тексте

В качестве исходных данных для расчета рабочих характеристик насоса при переменном числе оборотов ротора использованы заводские рабочие характеристики насоса при номинальном числе оборотов ротора. Параметр идентификации модели *r*, необходимый для расчетов по (6.29)–(6.33), принят равным 0,49 в соответствии с указанными в разделе 6.3 рекомендациями. Результаты расчетов отражены на рисунках 7.52 и 7.53.



Рисунок 7.52. Напорная характеристика насоса при переменном числе оборотов ротора: обозначения приведены в тексте



Рисунок 7.53. Мощностная характеристика насоса при переменном числе оборотов ротора: обозначения приведены в тексте

На рисунках 7.54 и 7.55 приведены результаты расчетов, проведенных в рамках этапа 8: относительного числа оборотов ротора, необходимого при каждом значении расхода питательной воды $G_{\text{пв}}$, и экономии мощности $\Delta N_{\Pi\text{H}}$ на привод питательного насоса при переходе от дроссельного регулирования его производительности к частотному.



Рисунок 7.54. Требуемое при частотном регулировании производительности ПН относительное число оборотов ротора: обозначения приведены в тексте



Рисунок 7.55. Экономия мощности на привод ПН при переходе от дроссельного регулирования его производительности к частотному: обозначения приведены в тексте

На рисунке 7.56 приведена характеристика относительной экономии мощности на привод ПН $\delta N_{\Pi H}$ в процентах от мощности, потребляемой ПН без гидромуфты. Видно, что с уменьшением расхода питательной воды экономия мощности увеличивается и в пределе составляет около 37 %.



Рисунок 7.56. Относительная экономия мощности на привод ПН при переходе от дроссельного регулирования его производительности к частотному: обозначения приведены в тексте

Поскольку в данном случае рассматривается конденсационный энергоблок, то для проведения дальнейших расчетов удобно использовать зависимость экономии мощности на привод ПН не от расхода питательной воды, а непосредственно от электрической мощности турбогенератора $N_{\rm T}$. Такая зависимость приведена на рисунке 7.57.



Рисунок 7.57. Экономия мощности на привод ПН при переходе от дроссельного регулирования его производительности к частотному в зависимости от электрической мощности энергоблока: обозначения приведены в тексте

При определении годовой экономии топлива ΔB в данном случае использован подход, учитывающий изменение мощности энергоблока в течение года. Для этого первоначально путем обработки данных по мощности энергоблока за каждый час в течение года определен среднегодовой суточный график электрической нагрузки (рисунок 7.58). По мощности энергоблока за каждый час средних суток с использованием зависимости, построенной на рисунке 7.57, определена экономия электроэнергии на привод ПН $\Delta Э_{\Pi H}$, составившая за сутки 7078,7 кВт·ч.

По полученным данным и разработанному алгоритму расчета в рамках этапа 9 выполняется расчет годовой экономии топлива в условном исчислении. Пример расчета для одного из месяцев приведен в Приложении 11. При этом использованы единицы измерения величин, соответствующие используемым на ГРЭС при составлении государственной статистической отчетности о показателях тепловой экономичности оборудования.



Рисунок 7.58. Среднегодовой суточный график электрической нагрузки энергоблока: обозначения приведены в тексте

В случае установки не гидромуфты или блока частотно-регулируемого электропривода, а приводной турбины, в алгоритм расчета экономии топлива, пример которого приведен в Приложении 11, вносятся соответствующие изменения, суть которых сводится к учету изменения нагрузки регулируемых отборов турбоагрегатов (например при установке противодавленческой приводной турбины, работающей на паре производственных отборов главных турбин со сбросом отработавшего пара в коллектор теплофикационных отборов главных турбин – самый распространенный случай для ТЭЦ), а также изменению метода расчета удельного расхода тепловой энергии брутто на выработку электроэнергии главными турбоагрегатами [288, 289]. Учитывая, что алгоритм расчета экономии топлива во многом базируется на утвержденных для конкретной электростанции нормативных энергетических характеристиках оборудования [287, 291], в этой части алгоритм имеет специфику для каждой электростанции. Однако все этапы расчета, кроме этапа 9 (собственно определения экономии топлива от реализации мероприятия), могут рассматриваться как типовые и потому являются универсальными для ТЭС любого типа.

По результатам расчетов, аналогичных приведенному в Приложении 11, получена сводная таблица экономии топлива по каждому энергоблоку Печорской ГРЭС помесячно, определена годовая экономия топлива при установке гидромуфт на питательные насосы, а также относительная экономия топлива (таблица 7.3).

Таблица 7.3

				Н	омер эн	ергобло	ка			
Мооди	1	L	2			3		4	5	
месяц	<i>B</i> ,	ΔB ,	<i>B</i> ,	ΔB ,	B ,	ΔB ,	<i>B</i> ,	ΔB ,	<i>B</i> ,	ΔB ,
	т у.т	т у.т								
1	0	0	34461	98,4	33941	109,8	43754	42,3	0	0
2	0	0	29576	88,6	29020	98,9	34990	37,3	0	0
3	13986	17,5	31795	98,3	17086	59,6	34787	41,5	0	0
4	19343	24,4	9351	34,2	0	0	35364	40,7	31638	58,3
5	20876	28,9	31320	99,4	0	0	33830	41,8	5350	13,5
6	6960	10,1	31069	99,6	15509	60,8	31673	41,6	0	0
7	14827	24,7	31983	105,7	15227	56,0	31365	46,1	0	0
8	29337	39,0	32820	104,1	0	0	11482	15,3	24338	43,3
9	28796	38,6	33356	98,6	0	0	0	0	37386	49,6
10	31013	36,8	35383	99,4	15122	43,4	0	0	27526	34,6
11	16393	19,2	29509	85,1	17073	51,8	13521	15,0	25993	49,7
12	16634	19,8	24910	70,2	753	4,7	39899	42,0	30238	48,6
ГОД	198165	259,0	355533	1081,6	143730	485,0	310663	363,6	182468	297,6
$\Delta B, \%$	_	0,13	_	0,30	_	0,34	_	0,12	_	0,16

Расчет годовой экономии топлива при установке гидромуфт на питательные насосы энергоблоков Печорской ГРЭС

Обозначения в таблице 7.3: B – расход топлива по энергоблоку до установки гидромуфт на питательные насосы, т.у.т; ΔB – экономия топлива по энергоблоку при установке гидромуфт на питательные насосы, т.у.т; δB – относительная экономия топлива по энергоблоку, %.

Применительно к Сакмарской ТЭЦ (г. Оренбург) в качестве объектов реализации мероприятия по установке блоков частотно-регулируемого электропривода (ЧРП), гидромуфт (ГМ) или приводных турбин (ПТ) рассматривались питательные насосы второй очереди ТЭЦ (насосы типа ПЭ-580-195 в количестве двух насосов), обеспечивающие подачу питательной воды в котлы ТГМЕ 464 ст. № 4, 5, работающие с турбоагрегатами Т-110/120-130-4 ст. № 5, 6. При этом в качестве приводной турбины рассматривался противодавленческий турбоагрегат, работающий на паре, поступающем из общестанционного коллектора производственных отборов турбоагрегатов первой очереди ТЭЦ со сбросом отработавшего пара в коллектора пара теплофикационных отборов турбоагрегатов перовой очереди ТЭЦ.

Полученные в ходе анализа данные по годовой экономии топлива при разных вариантах реализации мероприятия отражены в таблице 7.4.

Таблица 7.4

-				•			
Расход сожженного	Экономи	я топлива	по вариан	там реали:	вации, т у.:	г./год (%)	
топлива	Ч	РП	Γ	Μ	ПТ		
<i>В</i> , т у.т/год	1 насос	2 насоса	1 насос	2 насоса	1 насос	2 насоса	
1000765	1730	2486	1484	2185	854	3370	
	(0,17)	(0,25)	(0, 15)	(0,22)	(0,09)	(0,34)	

Результаты расчета годовой экономии топлива при реализации мероприятия в условиях второй очереди Сакмарской ТЭЦ

Получив значения эффекта от реализации мероприятия, выраженные в тоннах условного топлива за год, можно перейти к расчетам в рамках этапа 10 – определению показателей экономической эффективности проекта. При этом используются известные методы оценки экономической эффективности энергосберегающих мероприятий [386]. Для примера далее рассмотрен такой расчет применительно к установке гидромуфты на один питательный насос второй очереди Сакмарской ТЭЦ (таблица 7.5). Полученные результаты показывают, что проект может быть признан эффективным.

Расчет экономических показателей установки гидромуфт на питательные насосы второй очереди Сакмарской ТЭЦ (вариант – установка гидромуфты на один насос)

Показатель Значение показателей по годам расчетного периода						Итого за 30 лет		
	1	2	•••	5	6	•••	30	
Капитальные затраты на реали- зацию проекта, всего <i>К</i> , руб	21891037	0		0	0		0	21891037
В том числе: – стоимость оборудования	20336774	0		0	0	••••	0	20336774
– проектные работы	500000	0		0	0		0	500000
– монтаж оборудования	728138	0		0	0		0	728138
 пуск и наладка оборудования 	326125	0		0	0		0	326125
Цена на топливо Ц, руб/т у.т.	3188,0	3666,2		4616	4754		8286	_
Годовой прирост балансовой при- были П _б , руб/год	4537822	5229119		6571781	6750883		9610822	259701393
Годовая экономия топлива при уста- новке гидромуфт <i>ΔВ</i> , т у.т./год	1484	1484		1484	1484		1484	44520
Годовые затраты на запасные части и материалы U _{3п} , руб/год	148593	162709		213626	233920		2065410	22242440
Годовые затраты на обслуживание U _{обсл} , руб/год	44578	48813		64088	70176		619623	6672732
Годовой прирост чистой прибыли П, руб./год	3630257	4183296		5257425	5400707		7688658	207761115
Процент налогов и отчислений Н, %	20,0	20,0		20,0	20,0		20,0	_
Годовые аморти- зационные отчис- ления А, руб/год	1355785	1355785		1355785	1355785		1355785	20336774

Значение показателей по голам расчетного периола							Итого		
Показатель	3a 3								
	1	2	•••	5	6	•••	30		
Поток чистых ре-									
альных денег	-16904995	5539080		6613210	6756492		7688658	206206852	
за год П _д , руб/год									
Коэффициент	1.00	0.84		0.50	0.42		0.01		
приведения, І	1,00	0,04	•••	0,50	0,42	• • •	0,01	—	
Экономический									
эффект в году	-16904995	4664489		3325660	2861233		52659	19214811	
Э, руб/год									
Чистый дискон-									
тированный до-	-16904995	-12240506		-884691	1976542		19214811	19214811	
ход ЧДД, руб									
Дисконтирован-									
ный срок окупае-				5.2					
мости инвести-	_	_	•••	5,5	—	•••	_	_	
ций, Т _{ок} , лет									

Окончание таблицы 7.5

Капитальные затраты *К* рассматриваемого проекта определены как сумма следующих составляющих: стоимости оборудования (гидромуфты и вспомогательных систем), принятой на основании предложения поставщика оборудования; стоимости проектных работ, оцененной в соответствии с предложением проектной организации; затрат на монтаж оборудования, определенных по территориальным единичным расценкам (ТЕРм– 2001) с приведением цен к уровню года разработки технико-экономического обоснования; затрат на пуск и наладку оборудования, рассчитанных по соответствующему прейскуранту на экспериментальные и наладочные работы на ТЭС.

Текущие цены на топливо (в году реализации мероприятия) приняты по данным специалистов ТЭЦ. Прогноз изменения цены на топливо в последующие годы выполнен согласно официальному прогнозу Министерства экономического развития России.

Норма дисконта для проекта принята равной ставке рефинансирования Центрального банка Российской Федерации на момент разработки технико-экономического обоснования (9,75 %) с учетом рисков по кредитам, размер которых, учитывая действующую величину ключевой ставки Центрального банка Российской Федерации, принят равным 9 %.

7.4. Проектирование деаэрационных установок

В рамках данного направления работы рассматривается проект деаэратора ДА-30 для нужд ООО «Техноцентр-Нефтемаш» (г. Ярославль).

Задачей являлась разработка конструкции нетипового деаэратора ДА-30, работающего при абсолютном давлении в корпусе 1,5 бар. В деаэратор могут подаваться следующие потоки воды: поток 1 с расходом от 0 до 25 $\text{м}^3/\text{ч}$ и температурой 55 °C, поток 2 с расходом от 0 до 5 м³/ч и температурой либо около 50 °C, либо около 97 °C (в зависимости от условий работы технологической установки – потребителя деаэрированной воды). Среднее значение массовой концентрации растворенного кислорода в исходной воды составляет 2500 мкг/дм³, pH₂₅ этой воды равен 7,2, а общая щелочность 0,5 мг-экв/дм³. Сложность задачи обусловлена тем, что техническим заданием на проектирование выставлены ужесточенные относительно традиционных для атмосферных деаэраторов требования к химическому качеству деаэрированной воды: массовая концентрация растворенного кислорода не более 10 мкг/дм³, pH₂₅ воды не менее 8,7. Учитывая, что общая щелочность исходной воды находится на нижней границе по техническим условиям для проектирования атмосферных деаэраторов, требование по pH₂₅ деаэрированной воды является трудно выполнимым, поскольку даже при большей щелочности исходной воды обычно атмосферные деаэраторы обеспечивают получение деаэрированной воды с pH₂₅ = 8,3 или несколько более.

Методика выполнения работы заключалась в эвристическом выборе конструктивных решений и их расчетной проверке с использованием математической модели деаэратора, реализуемой в разработанном ранее программном комплексе «Технологический расчет атмосферных струйно-барботажных деаэраторов воды» (включая модуль «Декарбонизация») (разделы 3.7 и 2.5 диссертации).

На рисунках 7.59 и 7.60 приведена конструкция деаэратора, принятая в качестве окончательного варианта и предложенная заказчику. Деаэрационная колонка выполнена двухступенчатой. Первая ступень состоит из двух струйных отсеков (верхнего и нижнего), вторая ступень представляет собой непровальный барботажный лист. Для обеспечения нормального заполнения струеобразующих тарелок в режимах с малой гидравлической нагрузкой на обеих тарелках предусмотрена установка секционирующих порогов, отделяющих соответствующие зоны перфорации. Чтобы обеспечить требуемое химическое качество деаэрированной воды и нормальную гидродинамику парового потока в колонке, возникла необходимость в применении изменяемой точки ввода в колонку потока 2 в зависимости от температуры этого потока. Слив воды из колонки выполнен струями увеличенного диаметра через нижнюю горловину колонки. Для обеспечения требуемой степени термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторе и соответствующих значений pH_{25} деаэрированной воды применен деаэраторный бак увеличенного рабочего объема (что обеспечивает увеличение времени пребывания воды в деаэраторе), а также затопленное барботажное устройство в виде перфорированного коллектора. Конструктивные характеристики элементов колонки и деаэраторного бака отражены на рисунках 7.59 и 7.60.

В таблице 7.6 для примера отражены результаты расчета процессов тепломассообмена и десорбции растворенного кислорода в деаэраторе с использованием программного комплекса «Технологический расчет атмосферных струйно-барботажных деаэраторов воды» для трех граничных режимов:

• режим «А»: через штуцер А подается поток 1 с расходом 25 м³/ч при температуре 55 °C; через штуцер Б – поток 2 с расходом 5 м³/ч при температуре 90 °C; подача воды через штуцер Д не выполняется;

• режим «Б»: через штуцер А подается поток 1 с расходом 25 м³/ч при температуре 55 °C; через штуцер Д – поток 2 с расходом 5 м³/ч при температуре 97 °C; подача воды через штуцер Б не выполняется;

• режим «В»: через штуцер А подается поток 1 с расходом 7,5 м³/ч при температуре 55 °C; через штуцер Б – поток 2 с расходом 1,5 м³/ч при температуре 90 °C; подача воды через штуцер Д не выполняется.

Параметры греющего пара во всех режимах (до регуляторов давления основного и барботажного пара): давление абсолютное 2,5 бар, температура 141,5 °C. Удельный расход выпара в режимах «А» и «Б» принят равным 1,5 кг выпара на тонну деаэрированной воды, в режиме «В» – определяется расчетом при неизменном положении арматуры на трубопровода отвода выпара. Во всех режимах избыточное давление в верхней части колонки принято равным 0,5 бар. Уровень воды в деаэраторном баке во всех режимах принят равным 1300 мм. Удельный расход пара на барботаж в деаэраторном баке во всех режимах принят равным 15 кг пара на тонну деаэрированной воды.



Рисунок 7.59. Конструктивная схема деаэрационной колонки деаэратора ДА-30: А – подвод потока 1; Б – подвод потока 2 при его температуре до 90 °C; В – отвод выпара; Г – импульсная линия к датчику давления; Д – подвод потока 2 при его температуре более 90 °C; Т1 и Т2 – верхняя и нижняя струйные тарелки соответственно; Т3 – барботажный лист



Рисунок 7.60. Конструктивная схема деаэраторного бака деаэратора ДА-30

Таблица 7.6

Результаты расчета процессов тепломассообмена и десорбции растворенного

Наименование показателя,	Зн	Значение показателя					
единица измерения	Α	Б	B				
1. Гидростатический уровень воды на верхней та-	0,053	0,036	0,043				
релке, м							
2. Динамический уровень воды на верхней тарел-	0,111	0,088	0,048				
Ke, M							
3. Длина сплошной части струй в верхнем струй-	0,131	0,109	0,118				
ном отсеке, м							
4. Средняя скорость пара в верхнем струйном от-	0,532	0,505	0,185				
секе, м/с							
5. Расход пара, конденсирующегося в верхнем	0,307	0,285	0,067				
струйном отсеке, кг/с							
6. Расход выпара, кг/с	0,0136	0,0136	0,0136				
7. Температура воды на выходе верхнего струйно-	81,7	78,4	76,1				
го отсека, °С							
8. Массовая концентрация растворенного в воде	1474	1517	1752				
кислорода на выходе верхнего струйного отсека,							
мкг/дм ³							
9. Гидростатический уровень воды на второй та-	0,041	0,028	0,032				
релке, м							

346

Окончание таблицы 7.6

Ианионование немерателя	Значение показателя					
паименование показателя,		для режимо	0B			
единица измерения	Α	Б	B			
10. Динамический уровень воды на второй тарел-	0,117	0,096	0,039			
ке, м						
11. Длина сплошной части струй в нижнем струй-	0,115	0,096	0,102			
ном отсеке, м						
12. Средняя скорость пара в нижнем струйном от-	1,286	1,195	0,311			
секе, м/с						
13. Расход пара, конденсирующегося в нижнем	0,298	0,276	0,074			
струйном отсеке, кг/с						
14. Температура воды на выходе нижнего струй-	100,5	99,2	92,0			
ного отсека, °С						
15. Массовая концентрация растворенного в воде	456	510	1037			
кислорода на выходе нижнего струйного отсека,						
мкг/дм ³						
16. Недогрев воды до температуры насыщения на	11,0	10,3	19,4			
входе в барботажный лист, °С						
17. Расход пара, конденсирующегося на барботаж-	0,186	0,174	0,096			
ном листе, кг/с						
18. Скорость пара в отверстиях барботажного ли-	22,1	22,1	22,1			
ста, при которой прекращается провал воды, м/с						
19. Фактическая скорость пара в отверстиях бар-	26,6	26,5	23,2			
ботажного листа, м/с						
20. Критическая приведенная скорость пара для	3,5	3,5	3,5			
барботажного листа, соответствующая режиму за-						
хлебывания, м/с						
21. Фактическая приведенная скорость пара для	2,5	2,5	0,8			
барботажного листа, м/с						
22. Температура воды на выходе барботажного ли-	111,5	111,5	111,4			
ста, °С						
23. Недогрев воды до температуры насыщения на	0,0	0,0	0,0			
выходе барботажного листа, °С						
24. Массовая концентрация растворенного	24	38	22			
в воде кислорода на выходе барботажного листа,						
МКГ/ДМ						
25. Температура деаэрированной воды на выходе	114,1	114,1	113,9			
из деаэраторного бака, °С	1 710	1.710	1.505			
26. Давление абсолютное в надводном простран-	1,512	1,512	1,505			
стве деаэраторного бака, бар	0.650	0.640				
27. Расход основного пара в деаэратор, кг/с	0,652	0,649	0,204			
28. Расход барботажного пара в деаэратор, кг/с	0,173	0,173	0,052			
29. Концентрация растворенного кислорода	5	7	5			
в деаэрированной воде на выходе из деаэраторного						
бака, мкг/дм						

Таким образом, расчетным путем установлено, что предложенная конструкция деаэратора обеспечивает получение деаэрированной воды с массовой концентрацией растворенного кислорода, соответствующей установленным техническим заданием требованиям.

Для проверки эффективности работы деаэратора по удалению из воды угольной кислоты использован программный модуль «Декарбонизация». При этом применялся режим расчета по уточненной методике (раздел 2.5), для чего предварительно выполнено моделирование течения воды в деаэраторном баке в программном комплексе FlowVision. Расчет выполнялся для четырех граничных режимов: без подачи барботажного пара в деаэраторный бак (режим № 1 – гидравлическая нагрузка по деаэрированной воде 30 т/ч, режим № 2 – 9 т/ч), при работе барботажного устройства деаэраторного бака с удельным расходом барботажного пара 15 кг пара на тонну деаэрированной воды (режим № 3 – 30 т/ч; режим № 4 – 9 т/ч). На рисунках 7.61 и 7.62 приведены результаты визуализации течения воды в баке в рассматриваемых режимах; собственно результаты расчетов отражены в таблице 7.7.



Рисунок 7.61. Результаты моделирования течения воды в деаэраторном баке в режимах без подачи барботажного пара в затопленное барботажное устройство для режимов № 1 (вверху) и № 2 (внизу)



Рисунок 7.62. Результаты моделирования течения воды в деаэраторном баке в режимах с подачей барботажного пара в затопленное барботажное устройство для режимов № 3 (вверху) и № 4 (внизу)

Таблица 7.7

Результаты расчета процессов удаления из воды угольной кислоты в деаэраторе

Наименование параметра	Значение параметра			
	для режимов			
	1	2	3	4
1. Конечная концентрация гидрокарбонатов на выхо- де из деаэраторного бака, мг-экв/кг	467	435	427	296
2. Степень термического разложения гидрокарбонатов, ед.	0,066	0,130	0,146	0,408
3. Щелочность по фенолфталеину деаэрированной воды, мкг-экв/кг	16,0	33,0	36,0	102,0
4. pH ₂₅ деаэрированной воды на выходе из деаэраторного бака, ед.	8,68	9,00	9,06	9,64

Таким образом, установлено, что деаэратор во всех режимах (включая режимы без подачи барботажного пара) обеспечивает получение деаэрированной воды с pH₂₅, соответствующим требованиям технического задания на проектирование.

Деаэратор разработанной конструкции изготовлен и смонтирован силами ООО «Техноцентр-Нефтемаш» (г. Ярославль). Опытно-промышленная эксплуатация показала, что фактические характеристики деаэратора соответствуют результатам проведенных проектных расчетов с отклонениями по всем параметрам не более 9 %.

7.5. Повышение эффективности деаэрации теплоносителей в технологических системах ТЭС

7.5.1. Модернизация конденсационной установки турбоагрегата Tn-115/125-130-1mn Йошкар-Олинской ТЭЦ-2

Рассматривается объект, подробная характеристика которого приведена в разделе 4.2. В подразделе 4.2.6 показано, что конденсационная установка рассматриваемой турбины в широком диапазоне нагрузок не обеспечивает получение турбинного конденсата с массовой концентрацией растворенного кислорода, соответствующей установленным нормам. Задачей настоящего этапа исследований являлась разработка технического решения, направленного на решение указанной проблемы.

Учитывая сложность встраивания деаэрационных элементов в конденсатосборник конденсатора турбины, а также ограниченные возможности по размещению крупногабаритных дополнительных деаэрационных устройств в технологической схеме конденсационной установки, предложен вариант использования малогабаритного прямоточного кавитационного деаэрационного устройства, работающего за счет «начального эффекта» (рассматривался деаэратор «ABAKC»), то есть использование решения, аналогичного рассмотренному в подразделе 7.3.1.

Поскольку для нормальной работы деаэрационного устройства, работающего на «начальном эффекте», необходимо обеспечить подачу в него воды, перегретой относительно температуры насыщения при рабочем давлении в зоне отсоса выпара, рекомендована установка «ABAKC» на трубопровод рециркуляции основного конденсата после регулятора уровня в конденсатор (рисунок 7.63). В этом случае необходимый перегрев турбинного конденсата обеспечивается в теплообменниках, включенных в контур циркуляции основного конденсата (ОЭ, ЭПУ, ПН). При этом анализ результатов экспериментальных исследований, описанных в разделе 4.2, показал, что температура основного конденсата за РУК оказывается тем больше, чем меньше расход пара в конденсатор. Это обстоятельство составляет важное преимущество предложенной схемы: в режимах с малой тепловой нагрузкой конденсатора, при которой согласно описанным в подразделе 4.2.6 данным наблюдаются наихудшие условия для термической деаэрации турбинного конденсата, будет обеспечиваться максимальный перегрев конденсата относительно температуры насыщения перед «ABAKC», то есть максимальная эффективность работы этого устройства.



Рисунок 7.63. Принципиальная схема технического решения с установкой деаэрационного устройства «АВАКС» в конденсационной установке турбины Tn-115/125-130-1тп TM3 Йошкар-Олинской ТЭЦ-2: к-р – конденсатор; КЭН – конденсатные насосы; ОЭ и ЭПУ – охладители соответственно основного эжектора и эжектора уплотнений; ПН – охладитель пара промежуточных камер концевых уплотнений турбины; РУК – регулятор уровня в конденсатосборнике конденсатора; АВАКС – деаэрационное устройство «АВАКС»; к Э – к основному эжектору конденсационной установки; *G* – расход; *C* – массовая концентрация растворенного кислорода

Для рассматриваемой схемы получено выражение для расчета массовой концентрации растворенного кислорода за конденсатором $C_{\text{нов}}$ мкг/дм³:

$$C_{\rm hoB} = C_{\rm pakt} \cdot \frac{1}{1 + K_{\rm peq} \cdot \xi_{\rm ABAKC}}, \qquad (7.10)$$

где $C_{\phi a \kappa \tau}$, мкг/дм³ – массовая концентрация растворенного кислорода в турбинном конденсате до установки «ABAKC» (при моделировании условно принято, что поток с этой же концентрацией газа поступает в конденсатор); $K_{\text{рец}}$ – кратность рециркуляции, представляющая собой отношение расхода конденсата на рециркуляцию $G_{\text{рец}}$ (то есть через «ABAKC») к расходу конденсата, перекачиваемому конденсатными насосами $G_{\text{K} \ni \text{H}}$; ξ_{ABAKC} , ед. – относительный эффект деаэрации в деаэраторе «ABAKC», определяемый по (7.7).

На рисунке 7.64 приведены результаты расчета по (7.10) в сопоставлении с экспериментальными данными, приведенными в подразделе 4.2.6. Анализ результатов экспериментальных исследований, описанных в разделе 4.2, показал, что во всех режимах температура за ПН превышала температуру насыщения при давлении в трубопроводе отсоса неконденсируемых газов из конденсатора на величину, существенно превышающую 2,7 °C. Поэтому, в соответствии с результатами проведенных нами ранее экспериментальных исследований [254, 255], относительный эффект деаэрации в деаэраторе «ABAKC» принят равным 0,85.



Рисунок 7.64. Результаты расчетной оценки эффективности технического решения применительно к конденсатору КГ1-3100 турбоагрегата Тп-115/125-130-1тп: C_{02} , мкг/дм³ – массовая концентрация растворенного в турбинном конденсате кислорода; q, кВт/м² – удельная тепловая нагрузка конденсатора; • – экспериментальные данные для исходной технологической схемы; • – результаты расчета после реализации мероприятия при условиях опытов

Результаты исследования показали, что при использовании разработанного технического решения наблюдается уменьшение массовой концентрации растворенного кислорода в турбинном конденсате, особенно в наиболее критичных с точки зрения деаэрации теплоносителя режимах работы по тепловому графику нагрузок, более чем в 5 раз.

Совместное использование выражения (7.10), математической модели ступени деаэрации, работающей за счет «начального эффекта», разработанного и описанного в главе 4 диссертации способа построения энергетических характеристик конденсаторов турбин по малой выборке экспериментальных данных, а также методики расчета равновесного содержания кислорода в турбинном конденсате А.Г. Шемпелева, П.В. Иглина позволяет определять массовую концентрацию растворенного кислорода за конденсатором в любых режимах работы турбоагрегата.

Разработанное техническое решение принято ЗАО «УК ОПЭК» (г. Санкт-Петербург) в качестве типового решения по обеспечению нормативных деаэрационных характеристик конденсационных установок теплофикационных паровых турбин.

7.5.2. Модернизация систем водяного охлаждения обмотки статора турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением

Рассматриваются системы водяного охлаждения обмотки статора турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением. Типовая технологическая схема такой системы приведена на рисунке 7.65. Такие системы применяются на турбогенераторах серии «TBB» с водородно-водяным охлаждением мощностью 150, 200, 300, 500, 800 и 1200 МВт. При этом обмотка статора имеет непосредственное водяное охлаждение, а обмотка ротора, сталь статора и ротора – водородное охлаждение.

Обмотка статора турбогенератора выполняется в виде полых проводников, уложенных в стержнях статора вперемежку со сплошными проводниками. Охлаждающая вода подводится к стержням статора фторопластовыми трубками, подключенными к коллекторам холодной и горячей воды. При эксплуатации схемы есть опасности возникновения протечек в местах подключения фторопластовых трубок к головкам стержней обмотки и накопления во всем водяном тракте электропроводного осадка и ионов металлов. Поэтому к контуру охлаждения предъявляются высокие требования по качеству охлаждающей воды и контролю загрязненности тракта.



Рисунок 7.65. **Типовая технологическая схема водяного охлаждения обмотки статора турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением:** НОС – насосы охлаждения статора; ТОС – теплообменники охлаждения статора; 1, 2 – подвод и отвод охлаждающей воды из системы газоохлаждения турбогенератора; 3 и 4 – воздушник и дренаж вакуумного бака соответственно; 5 – отсос паровоздушной смеси из вакуумного бака; 5 – регулятор добавочной воды в контур охлаждения обмотки статора

Для обеспечения нормативных требований к качеству охлаждающей воды в системе устанавливают:

 ионообменные фильтры, предназначенные для удерживания солей и ионов металлов;

 – газовую ловушку, предназначенную для контроля попадания водорода в систему охлаждения;

 вакуумный бак, предназначенный, во-первых, для обеспечения необходимого запаса охлаждающей воды в системе, во-вторых, для удаления растворенных газов из циркулирующего дистиллята;

 два насоса охлаждения статора (HOC); в некоторых случаях в схеме может быть установлен аварийный насос охлаждения статора генератора с электродвигателем постоянного тока; – два водо-водяных теплообменника (TOC), предназначенные для охлаждения воды данного контура и передачи теплоты промежуточному контуру (системе газоохлаждения генератора); схема обвязки подогревателей при необходимости позволяет их использовать как по параллельной, так и по последовательной схеме включения; в нормальном режиме в работе находится один из двух TOC, второй TOC – в резерве;

два механических сетчатых фильтра, предназначенные для удерживания механических примесей, циркулирующих в контуре охлаждения.

В рамках исследования проведены эксплуатационные наблюдения за показателями работы рассматриваемой системы на нескольких объектах: Костромской ГРЭС (энергоблоки номинальной электрической мощностью 300 и 1200 МВт), Печорской ГРЭС (210 и 215 МВт) и Ростовской АЭС (950 и 1011 МВт). При анализе результатов использованы также данные А.Б. Ларина по Конаковской ГРЭС (300 МВт) [37].

Нормативные требования к химическому качеству охлаждающей воды в системах водяного охлаждения обмотки статора турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением регламентированы эксплуатационным циркуляром Ц-10/85-Э [39]. В таблице 7.8 приведены нормативные значения показателей химического качества охлаждающей воды в сравнении с диапазонами изменения и средними значениями этих показателей в условиях эксплуатации на рассматриваемых объектах.

Отличия исполнения рассматриваемой системы на разных энергоблоках состоит в схеме отсоса паровоздушной смеси из вакуумного бака (поз. 5 на рисунке 7.65). В ряде случаев этот трубопровод заведен в тракт отсоса паровоздушной смеси из конденсатора турбины основным эжектором, в некоторых случаях установлен отдельный эжектор. Соответственно, на разных энергоблоках в вакуумном баке поддерживается различное разрежение. Это обусловливает существенно различающиеся условия по деаэрации охлаждающей воды в вакуумном баке.

Задачей экспериментальных исследований являлось получение данных о влиянии теплогидравлического режима работы оборудования системы на эффективность деаэрации охлаждающей воды и скорость коррозии медных охлаждаемых проводников обмотки статора турбогенераторов.

Методика проведения экспериментальных исследований на каждом объекте состояла в измерении в эксплуатационном режиме основных теплогидравлических и химических

355

параметров системы в нескольких отличающихся друг от друга режимах работы. Полученные в ходе экспериментальных исследований данные приведены в Приложении 12.

Таблица 7.8

Сопоставление фактических данных с нормативными требованиями к химическому качеству охлаждающей воды в системе

Показатель, единица	Норма-	Фактические данные: минимум-максимум							
измерения	тивные	(среднее)							
	значе-	Конаков-	Ростов-	Костром-	Печор-				
	ния	ская	ская	ская	ская				
		ГРЭС*	АЭС	ГРЭС	ГРЭС				
Водородный показатель	8,5±0,5	7,80-8,35	7,88–8,36	6,65–7,40	6,18–6,68				
pH_{25}		(8,08)	(8,11)	(7,00)	(6,37)				
Удельная электрическая	≤5	0,55–1,42	0,82–1,82	1,05–2,50	0,50–1,10				
проводимость		(0,90)	(1,13)	(2,20)	(0,73)				
χ ₂₅ , мкСм/см									
Массовая концентрация	≤400	40-80	21–62	752–3488	3050-6280				
растворенного кислорода		(50)	(49)	(2852)	(4741)				
С _{О2} , мкг/дм ³									
Массовая концентрация	≤100	1,0–5,0	1,2–6,9	30,0–130,0	26,4–118,8				
соединений меди		(2,3)	(4,9)	(92,7)	(61,3)				
С _{си} , мкг/дм ³									

*Данные приняты по [37]

Полученные данные использованы для разработки статистической зависимости для расчета скорости коррозии медных проводников в системе *K*_{кор}, мг/(м²·сутки):

$$K_{\rm kop} = 3,98M_{\rm O_2}^{0,38} \left(10^{9-pH_{25}}\right)^{0,33} \chi_{25}^{0,80}, \tag{7.11}$$

где M_{o_2} , pH_{25} и χ_{25} – соответственно концентрация растворенного кислорода в охлаждающей воде, мкмоль/дм³, её водородный показатель, ед. pH, и удельная электрическая проводимость, мкСм/см; при этом $M_{o_2} = C_{o_2} / 32$, где C_{o_2} учитывается с единицей измерения «мкг/дм³».

На рисунке 7.66 приведена корреляционная диаграмма, отражающая соотношение между значениями $K_{\text{кор}}$, рассчитанными по (7.11) и определенными по экспериментальным данным (Приложение 12). Среднеквадратическое отклонение между этими значениями составило 16,1 %.



Рисунок 7.66. Сопоставление экспериментальных (*К*_{кор, э}) и расчетных (*К*_{кор, р}) значений скорости коррозии охлаждаемых обмоток статора турбогенераторов: точки – результаты расчетов для условий опытов (▲ – Конаковская ГРЭС; ● – Костромская ГРЭС; ■ – Ростовская АЭС; ◆ – Печорская ГРЭС); линия – совпадение расчетных и экспериментальных значений

Полученное выражение справедливо при изменении факторов в следующих диапазонах: M_{0_2} – от 0,66 до 196,25 мкмоль/дм³ (что соответствует изменению массовой концентрации растворенного кислорода от 21 до 6280 мкг/дм³); pH_{25} – от 6,18 до 8,36; χ_{25} – от 0,5 до 2,5 мкСм/см.

Для повышения эффективности защиты полных медных охлаждаемых проводников обмотки статора от коррозии со стороны охлаждающей воды предложено техническое решение, при разработке которого учтено следующее:

1) увеличение разрежения в вакуумном баке для повышения эффективности деаэрации охлаждающей воды за счет «начального эффекта» в большинстве случаев невозможно, поскольку это приводит, с одной стороны, к уменьшению давления на всасе насосов охлаждения статора с соответствующим ухудшением условий для из безкавитационной работы, с другой стороны, в таком случае увеличиваются присосы воздуха собственно в вакуумном баке и элементах его обвязки, а также на всасывающем тракте насосов охлаждения статора, что приводит к обратному эффекту – ухудшению деаэрационных характеристик системы;

2) установка крупногабаритных высокоэффективных деаэраторов (например, вакуумного деаэратора типа ДВ или центробежно-вихревого деаэратора типа ДЦВ) в тракт охлаждающей воды невозможна из-за ограничений по компоновке оборудования уже существующих систем.

С учетом этого предложено использование малогабаритных прямоточных кавитационных деаэрационных устройств «ABAKC», устанавливаемых в тракт охлаждающей воды перед сливом её в вакуумный бак с отводом выпара в трубопровод отсоса паровоздушной смеси из конденсатора основным эжектором либо собственным эжектором (рисунок 7.67).



Рисунок 7.67. Схема установки дополнительного деаэрационного устройства «АВАКС» в тракт охлаждающей воды в схеме водяного охлаждения обмотки статора турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением: обозначения те же, что на рисунке 7.65

При этом второй вариант (использование собственного эжектора) предпочтительнее, поскольку при нарушениях герметичности системы охлаждения возможно поступление водорода из корпуса турбогенератора в охлаждающую воду, а поступление водорода с выпаром деаэратора «ABAKC» в тракт отсоса воздуха основным эжектором конденсационной установки не желательно.

Для расчета массовой концентрации растворенного в охлаждающей воде кислорода после реализации предложенного технического решения получено следующее выражение:

$$C_{\rm hoB} = C_{\rm \phi a \kappa \tau} \left(1 - \xi_{\rm ABAKC} \right), \tag{7.12}$$

где $C_{\phi a \kappa \tau}$, мкг/дм³ – массовая концентрация растворенного кислорода в охлаждающей воде до установки «ABAKC»; ξ_{ABAKC} , ед. – относительный эффект деаэрации в деаэраторе ABAKC, определяемый по (3.27), а при разности Δt между температурой воды перед «ABAKC» и температурой насыщения при рабочем давлении в трубопроводе отсоса выпара, превышающей 2,7 °C, принимаемый равным 0,85 в соответствии с результатами проведенных нами ранее экспериментальных исследований [254, 255].

На рисунке 7.68 приведены результаты расчета по (7.11) скорости коррозии $K_{\text{кор}}$ для предложенной технологической схемы в условиях каждого опыта проведенных ранее экспериментальных исследований; при этом массовая концентрация растворенного кислорода определена по (7.12) при $\xi_{\text{ABAKC}} = 0,85$ для режимов с $\Delta t \ge 2,7$ °C или с использованием (3.27) для режимов, в которых $\Delta t < 2,7$ °C.

Данные рисунка 7.68 показывают, что при реализации предложенного технического решения можно ожидать уменьшения скорости коррозии медных охлаждаемых проводников обмотки статора в среднем в 2,1 раза.



Рисунок 7.68. Результаты расчетной оценки уменьшения скорости коррозии при реализации мероприятия при условиях опытов: $K_{\text{кор, }}$ и $K_{\text{кор, }}$ – экспериментальные и расчетные значения скорости коррозии охлаждаемых обмоток статора турбогенераторов: точки – результаты расчетов для условий опытов после реализации мероприятия (обозначения точек те же, что на рисунке 7.66); пунктирная линия – аппроксимация результатов расчета при условиях опытов; сплошная линия – до реализации мероприятия

7.6. Повышение тепловой экономичности оборудования ТЭС

Разработанный метод сведения материальных балансов по данным измерений параметров теплоносителей в технологических системах со сложной конфигурацией потоков в условиях недостаточности или некорректности исходной информации, описание которого приведено применительно к задаче сведения материальных балансов по растворенным в теплоносителях ТЭС газам в разделе 5.2, использован при решении задач повышения тепловой экономичности оборудования ТЭС путем разработки и программной реализации усовершенствованных методик расчета технико-экономических показателей энергетического оборудования при его эксплуатации.

В частности, методика сведения материальных балансов в энергетических системах сложной структуры реализована в программных комплексах «ТЭС-Эксперт. Пароводяной баланс» [435] и «Баланс» [440], описанных в разделе 5.4.
Программный комплекс «ТЭС-Эксперт. Пароводяной баланс» внедрен в составе системы оптимизации загрузки оборудования «ТЭС-Эксперт» на Владимирской ТЭЦ-2, а также являлся основным программным средством решения задач по сведению балансов в первой версии «ТЭС-Эксперт», разработанной для Омской ТЭЦ-5.

Программный модуль «Баланс» внедрен в действующий программно-технический комплекс парогазовой ТЭС «Международная» (г. Москва), а также использован при разработке второй, усовершенствованной, версии «ТЭС-Эксперт» для Омской ТЭЦ-5.

Эффект от практического использования описанных программных средств на указанных объектах реализации обусловлен следующим:

– во-первых, сведение материальных балансов по данным технического учета в тепловой схеме ТЭС позволяет контролировать соответствие получаемой от системы технического учета информации (результатов измерения расходов теплоносителей) номинальным метрологическим характеристикам используемых средств измерения, выявлять и оперативно устранять источники сверхнормативных небалансов (неисправность приборов или сбои в их работе); это обеспечивает существенное повышение качества данных первичного технического учета, которые будут использоваться в дальнейшем (по окончании отчетного периода – как правило, месяца) для расчета фактических значений технико-экономических показателей оборудования;

– во-вторых, сведение материальных балансов по данным технического учета в тепловой схеме ТЭС по окончании отчетного периода позволяет определять обоснованные значения действительных нагрузок оборудования (значения расходов теплоносителей используются как исходные данные при расчете тепловых нагрузок котлов, регулируемых и нерегулируемых отборов турбоагрегатов, установок собственных нужд и др.), которые напрямую влияют на фактические значения показателей тепловой экономичности (КПД котлов, удельные расходы тепловой энергии брутто на выработку электроэнергии турбоагрегатами, удельные расходы топлива на отпуск тепловой и электрической энергии); таким образом, фактические значения показателей тепловой экономичности оборудования оказываются более обоснованными; этот факт подтверждается тем, что при сведении балансов суммарный резерв тепловой экономичности оборудования, определяемый как разность между фактическим количеством сожженного за период топлива и номинальным значением этого показателя, вычисляемым через номинальные значения удельных расходов топлива на отпуск тепловой и электрической энергии, приводится в соответствие сумме составляющих резерва тепловой экономичности из-за отклонения фактических значений отдельных показателей работы котлов и турбоагрегатов от их номинальных значений – этот критерий является, в соответствии с требованиями нормативных документов [288, 289, 290], основным при контроле правильности расчета показателей тепловой экономичности оборудования ТЭС;

– в-третьих, определение обоснованных фактических значений показателей тепловой экономичности отдельных агрегатов позволяет идентифицировать с учетом реального технического состояния оборудования описывающие его математические модели, используемые при оптимизации состава и режима работы оборудования, что, в свою очередь, обеспечивает повышение эффективности планирования работы ТЭС на рынках электрической и тепловой энергии, выражаемое в увеличении маржинальной прибыли.

По оценке специалистов ТЭС, являвшихся объектами реализации рассматриваемого программного обеспечения, зафиксированной в соответствующих актах внедрения, технический эффект от его внедрения в производственный процесс составил: 7000 т у.т. в год для Омской ТЭЦ-5 (эквивалентно экономии денежных средств в ценах 2017 года в размере 24,5 млн. руб в год); 16 282 ГДж в год тепловой энергии, выработанной котлами Владимирской ТЭЦ при неизменных значениях отпуска тепловой и электрической энергии (эквивалентно 8,95 млн. руб в год); 1308 т у.т. в год по ТЭС «Международная» (эквивалентно 4,57 млн. руб в год).

7.7. Выводы по седьмой главе

1. Доказана эффективность использования математических моделей и программных комплексов по расчету деаэраторов при режимно-наладочных испытаниях, проектировании и обосновании технических решений по реконструкции деаэрационных установок. В частности, решены следующие задачи:

1) для ООО «Техноцентр-Нефтемаш» разработана конструкция нетипового деаэратора ДА-30, предназначенного для получения воды с ужесточенными относительно нормативных химическими показателями качества, при этом обосновано применение варьируемой в процессе эксплуатации точки ввода производственного конденсата в деаэрационную колонку при изменении его температуры, деаэраторного бака увеличенного рабочего объема для обеспечения требуемого располагаемого времени процесса термического разложения гидрокарбонатов, дополнительного барботажного устройства деаэраторного бака;

2) обоснована эффективность применения затопленных барботажных устройств деаэраторных баков при реконструкции деаэраторов ДА-100 ОАО «Северсталь», ДА-50 ЗАО «Родниковская энергетическая компания»;

3) расчетным путем (с соответствующим уменьшением затрат ресурсов на проведение испытаний) выявлены значения режимных параметров, обеспечивающие получение воды требуемого химического качества для деаэраторов ДА-100 ОАО «Северсталь», ДА-50 ЗАО «Родниковская энергетическая компания», ДСА-300 и ДА-300м ОАО «Северсталь» и ДЦВ-200 ОАО «ОмПО «Иртыш», по результатам чего разработаны режимные карты деаэрационных установок, до этапа практической реализации выполнена проверка эффективности предлагаемых технических решений; аналогичные результаты получены организациями, в которых внедрены разработанные программные комплексы по расчету деаэраторов: ОАО «Тепломонтажналадка», АО «Ивгортеплоэнерго», ЗАО «Регион-Бизнес».

2. В качестве организационно-технического мероприятия предложена и внедрена в ОАО «Северсталь» структура технологической инструкции по эксплуатации деаэрационных установок, в основу которой положено четкое определение оперативных состояний и режимов работы деаэраторов, что позволило уменьшить число отказов оборудования по вине персонала.

3. Для Омской ТЭЦ-5 разработана технологическая схема, обоснован выбор оборудования, составлена математическая модель, расчетным путем определены показатели работы в регулировочном диапазоне нагрузок двухцелевой деаэрационной установки, состоящей из четырех технологических блоков. При деаэрации 800 т/ч подпиточной воды теплосети каждый блок обеспечивает получение дистиллята в качестве добавочной воды цикла ТЭЦ с расходом до 12,5 т/ч. Проект принят к реализации на Омской ТЭЦ-5; экономия топлива при реконструкции существующей установки с применением предложенной схемы составляет 18 250 т у.т./год. Предложенное решение принято ОАО «Зарубежэнергопроект» в качестве типового при реконструкции существующих и проектировании новых установок подпитки теплосети с открытым водоразбором мощных отопительных ТЭЦ. 4. При реконструкции струйных деаэраторов ДСА-100 ОАО «Северсталь» предложена их надстройка кавитационными деаэрационными устройствами «АВАКС», работающими в режиме перегретой воды. Обоснован выбор рациональной технологической схемы, предусматривающей установку «АВАКС» на трубопровод рециркуляции деаэрированной воды деаэраторов ДСА. С использованием разработанной математической модели показано, что такое решение обеспечивает получение деаэрированной воды нормативного химического качества во всем диапазоне нагрузок и экономически более выгодно в сравнении с вариантами установки затопленных барботажных устройств деаэраторных баков либо замены деаэраторов. Разработана режимная характеристика установки и зависимость требуемого расхода воды на рециркуляцию от производительности установки.

5. Предложена модернизация конденсационной установки теплофикационной паровой турбины с включением кавитационного деаэрационного устройства в трубопровод рециркуляции конденсата от регулятора уровня в конденсатор с отводом выпара в паровое пространство конденсатора. Применительно к турбоагрегату Тп-115/125-130-1тп ТМЗ показано, что такое решение обеспечивает уменьшение массовой концентрации растворенного кислорода в турбинном конденсате во всех режимах работы, при этом в наиболее критичных с точки зрения деаэрации теплоносителя режимах работы по тепловому графику нагрузок концентрация уменьшается более чем в 5 раз (в среднем от 175 мкг/дм³ до 30 мкг/дм³). Техническое решение принято ЗАО «УК ОПЭК» в качестве типовой технологической схемы реконструкции конденсационных установок теплофикационных паровых турбин и обеспечивает применительно к турбоагрегатам ПТ-80/100-130/13 ЛМЗ (на примере Владимирской ТЭЦ-2) экономию ремонтных затрат в размере 1,2 млн. руб/год.

6. Техническое решение с установкой кавитационного деаэрационного устройства на трубопровод слива охлаждающей воды в вакуумный бак разработано для технологических систем водяного охлаждения обмотки статора турбогенераторов с водородноводяным охлаждением. С использованием экспериментальных данных по энергоблокам Печорской, Костромской и Конаковской ГРЭС и Ростовской АЭС получена зависимость скорости коррозии медных проводников в системе. Показано, что реализация технического решения позволит уменьшить скорость коррозии в среднем в 2,1 раза.

364

7. На основе предложенной математической модели центробежных насосов с частотным регулированием производительности разработан универсальный алгоритм оценки эффективности мероприятий по уменьшению затрат электроэнергии на деаэрационно-питательные установки барабанных паровых котлов с установкой частотнорегулируемого электропривода, гидромуфт или приводных турбин, предполагающий:

1) расчет гидравлического сопротивления тракта питательной воды от питательных насосов до сниженного узла питания котла при минимальном перепаде давлений на регуляторе питания с идентификацией модели по выборке эксплуатационных наблюдений;

2) расчет рабочих характеристик питательных насосов с использованием предложенной математической модели;

3) расчет экономии электроэнергии на собственные нужды за средние сутки;

4) расчет годовой экономии топлива при реализации мероприятия с использованием авторского алгоритма, учитывающего изменение показателей работы оборудования ТЭС при сохранении фактических графиков отпуска электрической и тепловой энергии;

5) расчет показателей экономической эффективности мероприятия.

Алгоритм использован при разработке технико-экономических обоснований рассматриваемого мероприятия для Печорской ГРЭС (обоснована экономия топлива 2 486,8 т у.т./год) и Сакмарской ТЭЦ (экономия топлива от 2 185 до 3 370 т у.т./год при разных вариантах реализации) и позволил существенно уточнить значения ожидаемого эффекта в сравнении с традиционными методами оценки эффективности.

8. Метод и программные комплексы по сведению материальных балансов по данным измерений параметров теплоносителей в технологических системах со сложной конфигурацией потоков в условиях недостаточности исходной информации использованы при разработке программного комплекса «ТЭС-Эксперт» для ряда электростанций. При внедрении программного комплекса за счет обоснованного выявления резервов тепловой экономичности и оптимизации режима работы оборудования получен экономический эффект, характеризуемый экономией тепловой энергии 16 282 ГДж/год (Владимирская ТЭЦ-2) и топлива: 7 000 т у.т./год (Омская ТЭЦ-5), 1 308 т у.т./год (ПГУ-ТЭС «Международная»).

Материалы главы 7 опубликованы в работах [387–393, 395, 397, 404, 409, 410, 420, 423, 424, 430–432, 434, 445, 446, 450, 452, 457, 458, 471, 474, 476, 481, 482, 484–486, 488, 494, 495].

365

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Проведен комплекс экспериментальных и расчетных исследований, по результатам которых предложены и научно обоснованы режимные, схемные и конструктивные мероприятия, обеспечивающие повышение эффективности оборудования и технологических схем деаэрации теплоносителей теплоэнергетических объектов.

2. Разработан единый подход к моделированию процессов деаэрации теплоносителей в установках различной структуры, конструктивного исполнения и условий эксплуатации, предназначенный для научного обоснования технических и технологических решений по повышению эффективности термической деаэрации воды и предусматривающий: 1) построение модели системы из унифицированных моделей отдельных её подсистем; 2) разработку моделей отдельных подсистем путем синтеза модели движения теплоносителей, реализуемой в программном комплексе FlowVision или с привлечением других апробированных методов расчета гидродинамических процессов, и модели деаэрации воды, базирующейся на подходе матричной формализации к расчету процессов тепломассообмена, с идентификацией коэффициентов тепло- и массопередачи по экспериментальным данным.

В соответствии с предложенным подходом при использовании результатов проведенных экспериментальных исследований процессов деаэрации воды в деаэраторах ДА-300м, ДСА-300, ДЦВ-200, КД-100 разработано замкнутое математическое описание процессов тепломассообмена в системе «вода – водяной пар» и десорбции растворенного кислорода в деаэрационных элементах различных типов.

3. Разработана математическая модель совмещенных процессов движения воды и термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторных баках, базирующаяся на параллельном включении ячеек идеального вытеснения с различным временем пребывания среды в них. Предложенная математическая модель использована для обработки данных натурных испытаний деаэраторов ДА-300м, ДСА-300, ДА-300, ДА-200, ДСА-200, ДСА-100, ДСА-75, ДА-50, в результате: 1) определены кинетические характеристики процесса термического разложения гидрокарбонатов при деаэрации воды;
2) доказана смена порядка химической реакции термического разложения гидрокарбонатов при выявленных граничных значениях общей щелочности деаэрируемой воды;
3) выполнена параметрическая идентификация методики расчета показателей эффективности удаления угольной кислоты при термической деаэрации в широком диапазоне

изменения общей щелочности деаэрируемой воды: степени термического разложения гидрокарбонатов, pH₂₅ деаэрированной воды и массовой концентрации в ней свободной угольной кислоты; 4) разработано эмпирическое обеспечение математической модели процесса удаления из воды диоксида углерода при термической деаэрации с учетом внутренних источников массы газа, обусловленных химическими реакциями.

4. Предложенные математические модели деаэрационных элементов используются в промышленных и научно-исследовательских проектах Ченстоховского технологического университета (Польша, Ченстохова), международной компании «GTI Solutions» (США, Даллас), применены при разработке прикладных программных комплексов «Технологический расчет атмосферных струйно-барботажных деаэраторов воды», «Расчет многопоточных атмосферных деаэраторов с барботажным устройством», «Декарбонизация». Программные комплексы используются АО «Ивгортеплоэнерго» (г. Иваново), ОАО «Тепломонтажналадка» (г. Кострома) и ЗАО «Регион-Бизнес» (г. Москва) при проектировании, режимной наладке и техническом аудите деаэрационных установок. С применением разработанных математических моделей и программных комплексов решены задачи:

– обоснованы мероприятия, обеспечивающие повышение эффективности работы струйно-барботажных деаэраторов; предложенные мероприятия реализованы на объектах ОАО «Северсталь» (г. Череповец), ОАО «Омское производственное объединение «Иртыш» (г. Омск), ПГУ-ТЭС ЗАО «Родниковская энергетическая компания» (г. Родники Ивановской обл.), использованы при проектировании нетипового деаэратора ДА-30 в ООО «Техноцентр-Нефтемаш» (г. Ярославль);

– для установок подпитки теплосети с вакуумными деаэраторами разработана технологическая схема, обоснован выбор оборудования и определены проектные показатели работы двухцелевой деаэрационной установки на базе центробежно-вихревых деаэраторов, предназначенной для деаэрации подпиточной воды теплосети и получения при этом дистиллята в качестве добавочной воды паровых котлов; предложенное техническое решение принято к реализации на Омской ТЭЦ-5 (экономия топлива 18 250 т у.т./год) и рекомендовано ОАО «Зарубежэнергопроект» (г. Иваново) в качестве типового решения при реконструкции существующих или проектировании новых установок подпитки теплосети с открытым водоразбором мощных отопительных ТЭЦ;

367

– предложена и обоснована технологическая схема включения дополнительного кавитационного деаэрационного устройства в технологическую схему конденсационной установки теплофикационных турбин; предложенное техническое решение, эффективность которого подтверждена результатами исследований на Йошкар-Олинской ТЭЦ-2, принято ЗАО «УК ОПЭК» (г. Санкт-Петербург) в качестве типовой технологической схемы реконструкции конденсационных установок теплофикационных турбин (экономический эффект для турбоагрегатов ПТ-80/100-130/13 ЛМЗ составляет 1,2 млн. руб/год);

– техническое решение по установке дополнительного кавитационного деаэрационного устройства предложено для систем водяного охлаждения обмотки статора турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением; эффективность данного технического решения подтверждена результатами исследований на Костромской, Печорской и Конаковской ГРЭС и Ростовской АЭС и обоснована расчетами при помощи разработанной математической модели, обеспечивающей определение скорости коррозии охлаждаемых медных проводников в зависимости от водородного показателя pH₂₅, удельной электрической проводимости охлаждающей воды и концентрации растворенного в ней кислорода.

5. Доказана применительно к конденсаторам паровых турбин с повышенным содержанием свободной угольной кислоты в свежем паре недостаточность условий, обеспечивающих достижение нормативного содержания в конденсате растворенного кислорода, для эффективного удаления из конденсата свободного диоксида углерода. Выявлена эмпирическая зависимость массовой концентрации свободного диоксида углерода в конденсате от производительности воздухоудаляющих устройств конденсационной установки, позволяющая выбирать типоразмеры воздухоудаляющих устройств с учетом требуемой эффективности удаления из теплоносителя угольной кислоты. Рекомендации по повышению эффективности деаэрации конденсата в конденсаторе турбины ПТ-12-35/10М КТЗ приняты к реализации в ОАО «Северсталь» (экономический эффект 0,6 млн. руб/год).

6. Проведены тепловые испытания турбоагрегата Тп-115/125-130-1тп ТМЗ Йошкар-Олинской ТЭЦ-2, позволившие получить следующие результаты:

выявить устранимые резервы тепловой экономичности в количестве
 1 963 т у.т./год и разработать комплект энергетических характеристик в составе норма-

тивно-технической документации по топливоиспользованию Йошкар-Олинской ТЭЦ-2, используемых также при организации эксплуатации аналогичной турбины на Ярославской ТЭЦ-2;

– разработать и обосновать способ идентификации известных математических моделей теплообмена при поверочном тепловом расчете конденсаторов паровых турбин, основанный на введении в модель дополнительного параметра идентификации с разработкой её эмпирического обеспечения статистическими методами по малой выборке экспериментальных данных; предложенный способ реализован в программном комплексе «Поверочный тепловой расчет и обработка результатов испытаний конденсаторов паровых турбин»; эффективность данного подхода доказана также для турбин ПТ-12/35-10М КТЗ, К-220-44 ХТГЗ, ПТ-60-130 ЛМЗ и обоснована результатами внедрения разработанного программного комплекса в ООО «Газэнергопроминжиниринг» при пуско-наладочных работах с получением экономии в размере от 2,8 до 4,0 млн. руб. при проведении работ на турбоагрегатах мощностью соответственно от 50 до 100 МВт.

7. Разработана математическая модель центробежных насосов с частотным регулированием производительности, позволяющая при уменьшении объема необходимых натурных испытаний насосов повысить точность расчета показателей их рабочих и энергетических характеристик. Эффективность предложенной модели доказана в ходе обработки результатов испытаний насосов различных типоразмеров. На основе разработанной модели составлен универсальный алгоритм оценки эффективности мероприятий по уменьшению затрат электроэнергии на деаэрационно-питательные установки барабанных паровых котлов с установкой частотно-регулируемого электропривода, гидромуфт или приводных турбин, позволивший, в сравнении с традиционными методами оценки эффективности, существенно уточнить значения ожидаемого эффекта при разработке технико-экономических обоснований рассматриваемого мероприятия для Печорской ГРЭС (экономия топлива 2 486,8 т у.т./год) и Сакмарской ТЭЦ (экономия топлива от 2 185 до 3 370 т у.т./год при различных вариантах реализации).

8. На основе метода сведения материальных балансов по результатам измерений параметров теплоносителей в технологических системах сложной структуры, базирующегося на подходе регуляризации Тихонова при решении некорректных задач, разработана математическая модель процессов газообмена в таких системах, которая позволяет в условиях недостаточности исходной информации сводить материальные балансы по растворенным в теплоносителях газам. Разработанный подход реализован:

– в программных комплексах «ТЭС-Эксперт. Пароводяной баланс» и «Баланс», внедренных на Владимирской ТЭЦ-2 (экономия тепловой энергии 16 282 ГДж/год), Омской ТЭЦ-5 и ПГУ-ТЭС «Международная» ООО «Ситиэнерго», г. Москва (экономия топлива соответственно 7000 и 1308 т у.т./год);

– при разработке метода контроля герметичности вакуумной системы турбоустановок на основе сведения материального баланса по растворенному кислороду, принятого к использованию на Владимирской ТЭЦ-2.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Акользин, П.А.** Предупреждение коррозии металла паровых котлов / П.А. Акользин – М.: Энергия, 1975. – 296 с.

2. **Акользин, П.А.** Коррозия и защита металла теплоэнергетического оборудования / П.А. Акользин – М.: Энероиздат, 1982. – 304 с.

3. **Акользин, П.А.** Контроль коррозии металла котлов / П.А. Акользин. – М.: Энергоатомиздат, 1994. – 239 с.

4. **Акользин, П.А.** Кислородная коррозия оборудования химических производств / П.А. Акользин, А.П. Жуков. – М.: Химия, 1985. – 240 с.

5. **Тодт, Ф.** Коррозия и защита от коррозии / Ф. Тодт ; пер. с нем. Л.И. Акинфиева, А.Е. Егорова, Н.О. Оберштейна [и др.]. – Л.: Химия, 1967. – 712 с.

6. **Йовчев, М.** Коррозия теплоэнергетического и ядерно-энергетического оборудования / М. Йовчев ; пер. с болг. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 222 с.

7. Жук, Н.П. Курс тории коррозии и защиты металлов / Н.П. Жук. – М.: Металургия, 1976. – 472 с.

8. **Сутоцкий, Г.П.** Повреждения энергетического оборудования, связанные с воднохимическим режимом / Г.П. Сутоцкий – С.-Пб.: НПО ЦКТИ, 1992. – 256 с.

9. **Коэн, П.** Технология воды энергетических реакторов / П. Коэн. ; пер. с англ. – М.: Атомиздат, 1973. – 328 с.

10. **Розенфельд, И.Л.** Коррозия и защита металлов / И.Л. Розенфельд. – М.: Металлургия, 1970. – 448 с.

11. **Томашов, Н.Д.** Теория коррозии и защиты металлов / Н.Д. Томашов. – М.: Изд-во АН СССР, 1959. – 592 с.

12. **Рачев, Х.** Справочник по коррозии / Х. Рачев, С. Стефанова. ; пер. с болг. – М.: Мир, 1982. – 520 с.

13. **Богачёв, А.Ф.** Предупреждение коррозии и повреждений оборудования пароводяного тракта / А.Ф. Богачев // Теплоэнергетика, 2001. – № 7. – С. 65-71.

14. **Bregman, J.L.** Corrosion inhibitors / J.L. Bregman. – New York: The MacMilan Co, 1963. – 187 p.

15. **Улиг, Г.Г.** Коррозия и борьба с ней. Введение в коррозионную науку и технику / Г.Г. Улиг, Р.У. Реви ; пер. с англ. ; под ред. А.М. Сухотина. – Л.: Химия, 1989. – 456 с.

16. **Pierre R. Roberge.** Corrosion Engineering: Principles and Practice / Pierre R. Roberge. – New York: McGraw-Hill Education – Europe, 2008. – 754 p.

17. **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.

18. **Правила** технической эксплуатации тепловых энергоустановок: офиц. текст: утв. Приказом Министерства энергетики Российской Федерации № 115 от 24.03.03: зарег. в Мини-

стерстве 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)).

19. **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).

20. Котлы паровые стационарные давлением до 3,9 МПа. Показатели качества питательной воды и пара : ГОСТ 20995-75. – М.: Изд-во стандартов, 1975.

21. **Методические** указания по надзору за водно-химическим режимом паровых и водогрейных котлов : РД-10-165-97; разраб. Госгортехнадзором России. – М.: ЗАО «Научнотехнический центр исследований проблем промышленной безопасности», 2009. – 28 с.

22. Методические указания. Нормы качества сетевой и подпиточной воды водогрейных котлов, организация водно-химического режима и химического контроля : РД 24.031.120-91; утв. Госгортехнадзором России 28.05.1993. – С.-Петербург: НПО ЦКТИ, 1993. – 30 с.

23. Водоподготовительные установки и водно-химический режим ТЭС. Организация эксплуатации и технического обслуживания. Нормы и требования : СТО 70238424.27.100.027-2009. – М., 2009.

24. **Маргулова, Т.Х.** Водные режимы тепловых и атомных электростанций: Учеб. для вузов по спец. «Технология воды и топлива на тепловых и атомных электростанциях» / Т.Х. Маргулова, О.И. Мартынова. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Высш. шк., 1987. – 319 с.

25. **Манькина, Н.Н.** Физико-химические процессы в пароводяном цикле электростанций / Н.Н. Манькина. – М.: Энергия, 1977. – 256 с.

26. **Вихрев, В.В.** Водоподготовка: Учеб. для вузов / В.В. Вихрев, М.С. Шкроб ; Под ред. М.С. Шкроба. – Изд. 2-е., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1973. – 416 с.

27. **Воронов, В.Н.,** Водно-химические режимы ТЭС и АЭС / В.Н. Воронов, Т.И. Петрова. – М.: Издательский дом МЭИ, 2009. – 390 с.

28. **Химический** контроль на тепловых и атомных электростанциях: Учеб. для вузов / О.И. Мартынова, Л.М. Живилова, Б.С. Рогацкин [и др.]; под ред. О.И. Мартыновой. – М.: Энергия, 1980. – 320 с.

29. **Ларин, Б.М.** Теория математического моделирования химико-технологических процессов обработки теплоносителя на ТЭС: Учеб. пособие / Б.М. Ларин, Е.Н. Бушуев. – Иваново: ГОУВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2007. – 292 с.

30. **Drew Grundlagen** der industriellen Wasserbehandlung / Hrsg.: Drew Ameroid Deutschland GmbH. Bearb. von G. Greiner. Übers. aus dem Engl.: E. Kempel und P. Wolfram – 3., überarb. Aufl. – Essen: Vulkan-Verl., 1993.

31. **Герасимов, В.В.** Водный режим атомных электростанций / В.В. Герасимов, А.И. Касперович, О.И. Мартынова. – М.: Атомиздат, 1976. – 398 с.

32. Шкроб, М.С. Водоподготовка и водный режим паротурбинных электростанций / М.С. Шкроб, Ф.Г. Прохоров. – М.: Гос. энергетич. изд-во, 1961. – 472 с.

33. **Мартынова, О.И.** Расчеты водно-химических режимов теплоэнергетических установок / О.И. Мартынова [и др.]; Под ред. О.И. Мартыновой. – М.: МЭИ, 1985. – 152 с.

34. **Кострикин, Ю.М.** Водоподготовка водный режим энергообъектов низкого и среднего давления: Справочник / Ю.М. Кострикин, Н.А. Мещерский, О.В. Коровина. – М.: Энергоатомиздат, 1990 – 252 с.

35. **Аван, В.К.** Совершенствование водно-химического режима ТЭЦ среднего давления : дис. ... канд. техн. наук : 05.14.14 / Аван Васим Кайсир. – Иваново, 2011. – 140 с. – Библиогр.: с. 124–133.

36. **Зройчиков, Н.А.** Особенности распределения примесей в барабанных котлах ТГМ-96 ТЭЦ-23 в стационарных и переходных режимах / Н.А. Зройчиков, И.В. Галас, Е.Ф. Чернов [и др.] // Теплоэнергетика, 2006. – № 11. – С. 33-38.

37. **Ларин, А.Б.** Разработка метода химического контроля на основе измерений электропроводности и pH и совершенствование систем обеспечения водно-химического режима на ТЭС : дис. ... докт. техн. наук : 05.14.14 / Ларин Андрей Борисович. – Иваново, 2017. – 471 с. – Библиогр. (Т.1): с. 350-374.

38. **Лапотышкина, Н.П.** Водоподготовка и водно-химический режим тепловых сетей / Н.П. Лапотышкина, Р.П. Сазонов. – М.: Энергоиздат, 1982 – 200 с.

39. **Об организации** водно-химического режима системы охлаждения обмоток статоров турбо- и гидрогенераторов : Эксплуатационный циркуляр Ц-10-85(Э) / Сб. решений и циркуляров ГТУ Минэнерго СССР за 1985 г. (Электротехническая часть). – М.: СПО Союзтехэнерго, 1986.

40. **Теплоэнергетика** и теплотехника : в 3 кн. Кн. 1. Теплоэнергетика и теплотехника: Общие вопросы: Справочник ; Под общ. ред. чл.-корр. РАН А.В. Клименко и проф. В.М. Зорина. – 3-е изд., перераб. – М.: Изд-во МЭИ, 1999. – 528 с.

41. **Тепловые** и атомные электростанции: Справочник ; Под общ. ред. А.В. Клименко, В.М. Зорина. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2003. – 245 с.

42. Справочник по теплообменным аппаратам энергетических установок / Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков [и др.]; Под общ. ред. проф., докт. техн. наук, проф. Ю.М. Бродова. – М.: Изд. дом МЭИ, 2008. – 480 с.

43. **Аронсон, К.Э.** Теплообменники энергетических установок : учебник для вузов / К.Э. Аронсон, С.Н. Блинков, В.И. Брезгин [и др.] ; Под ред. проф., докт. техн. наук Ю.М. Бродова. – Екатеринбург: Изд-во «Сократ», 2002. – 968 с.

44. **Повышение** эффективности и надежности теплообменных аппаратов паротурбинных установок ; Под ред. Ю.М. Бродова. – Екатеринбург, 2004. – 464 с.

45. **Рихтер, Л.А.** Вспомогательное оборудование тепловых электростанций / Л.А. Рихтер, Д.П. Елизаров, В.М. Лавыгин. – М.: Энергоиздат, 1987. – 216 с.

46. **Назмеев, Ю.Г.** Теплообменные аппараты ТЭС / Ю.Г. Назмеев, В.М. Лавыгин. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 288 с.

47. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети / Е.Я. Соколов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 360 с.

48. Бойко, Е.А. Тепловые электрические станции (расчёт и проектирование рекуперативных теплообменных аппаратов ТЭС): Учеб. пособие / Е.А. Бойко. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 925 с.

49. Поспелов, А.А. Основы организации эксплуатации и устройства котельных установок неблочных ТЭС: Учеб. пособие / А.А. Поспелов. – Иваново: Иван. гос. энерг. ун-т, 2001. – 124 с.

50. Бакластов, А.М. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок: Учеб. пособие для вузов / А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, П.Г. Удыма ; Под ред. А.М. Бакластова. – М.: Энергоиздат, 1981. – 336 с.

51. Деаэраторы термические: отраслевой каталог 13-04. – М.: ИНПРОМКАТАЛОГ, 2004. – 108 с.

52. Деаэраторы термические: отраслевой каталог 77-94. – М.: ЦНИИТЭИмаш, 1995. – 126 с.

53. Деаэраторы термические. Типы, основные параметры, приемка, методы контроля: ОСТ 16860-88. Введен в действие с 01.01.90. Переиздание 1999. – 56 с.

54. **Расчет** и проектирование термических деаэраторов: РТМ 108.030.21-78 / В.А. Пермяков, А.С. Гиммельберг, Г.М. Виханский, Ю.М. Шубников. – Л.: НПО ЦКТИ, 1979. – 130 с.

55. Методические указания по модернизации деаэрационных колонок атмосферного и повышенного давления: РД 34.40.201-91 (СО 153-34.40.201-91) утв. Главтехуправлением Мин. Энергетики и электрификации СССР 29.11.1990 – М., 1990. – 12 с.

56. **Водоподготовительное** оборудование: информационно-справочный каталог, выпуск 1. – Саратов.: САРЭНЕРГОМАШ, 2007. – 168 с.

57. **Хоблер, Т.** Массопередача и абсорбция / Т. Хоблер. ; пер. с польского. – Л.: Химия, 1964. – 480 с.

58. **Рамм, В.М.** Абсорбция газов / В.М. Рамм. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 1976. – 656 с.

59. **Шервуд, Т.** Массопередача / Т. Шервуд, Р. Пигфорд, Ч. Уилки ; пер. с англ. – М.: Химия, 1982. – 696 с.

60. Астарита, Дж. Массопередача с химической реакцией / Дж. Астарита. – Л.: Химия, 1971. – 224 с.

61. **Коган, В.Б.** Равновесие между жидкостью и паром: Справочное пособие / В.Б. Коган, В.М. Фридман, В.В. Кафаров. – М.: Наука, 1966. – 644, [1] с. – (Равновесие между жидкостью и паром: Справочное пособие : в 2 кн. / В.Б. Коган, В.М. Фридман, В.В. Кафаров ; Кн. 1).

62. **Рид, Р.** Свойства газов и жидкостей: Справочное пособие / Р. Рид, Дж. Праусниц, Т. Шервуд / пер. с англ. ; под ред. Б.И. Соколова. – 3-е изд. – Л.: Химия, 1982. – 532 с.

63. Пери, Дж. Г. Справочник инженера-химика. В 2 т. Т. 1 / Джон Г. Перри; Пер. с англ.
; Под ред. акад. Жаворонкова Н.М. и чл.-корр. АН СССР Романкова П.Г. – Л.: Химия, 1969. – 640 с.

64. **Касаткин, А.Г.** Основные процессы и аппараты химической технологии / А.Г. Касаткин. – М: Химия, 1971. – 832 с.

65. **Иоффе, И.Л.** Проектирование процессов и аппаратов химической технологии / И.Л. Иоффе. – Л.: Химия, 1991. – 352 с.

66. Кафаров, В.В. Основы массопередачи / В.В. Кафаров. – М.: Наука, 1972. – 496 с.

67. **Александров, И.А.** Ректификационные и абсорбционные аппараты / И.А. Александров. – М.: Химия, 1971. – 296 с.

68. Справочник по теплообменникам: В 2 т. Т 1 ; Пер. с англ. ; Под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 560 с.

69. Справочник по теплообменникам: В 2 т. Т 2 / Пер. с англ. ; Под ред. О.Г. Мартыненко, А.А. Михалевича, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.

70. **Кафаров, В.В.** Оптимизация тепломассообменных процессов и систем / В.В. Кафаров, В.П. Мешалкин, Л.В. Гурьева. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 192 с.

71. **Процессы** и аппараты химической технологии. Т. 1. Основы теории процессов химической технологии / под ред. А.М. Кутепова. – М.: Логос, 2000. – 480 с.

72. Справочник химика / 2-е изд., перераб. и доп. ; Т. 3. Химическое равновесие и кинетика. Свойства растворов. Электродные процессы. – М.: Химия, 1965. – 1008 с.

73. Бухмиров, В.В. Тепломассообмен: Учеб. пособие / В.В. Бухмиров. – Иваново: ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», 2014. – 360 с.

74. **Кудинов, А.А.** Тепломассообмен: Учеб. пособие / А.А. Кудинов. – М.: Инфра-М, 2015. – 374 с.

75. **Sadik Kakac**. Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition / Sadik Kakac, Hongtan Liu, Anchasa Pramuanjaroenkij. – CRC Press, 2012. – 632 p.

76. Лыков, А.В. Теория тепло- и массопереноса / А.В. Лыков, Ю.А. Михайлов. – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 536 с.

77. Лыков, А.В. Тепломассообмен: Справочник / А. В. Лыков. – М.: Энергия, 1972. – 560 с.

78. **Накоряков, В.Е.** Исследование турбулентных течений двухфазных сред / В.Е. Накоряков [и др.]; Под ред. С.С. Кутателадзе. – Новосибирск: СО АН СССР, 1973. – 315 с.

79. **Михалевич, А.А.** Математическое моделирование массо- и теплопереноса при конденсации / А.А. Михалевич. – М.: Наука и техника, 1982. – 216 с.

80. **Романенко, П.Н.** Гидродинамика и тепломассообмен в пограничном слое: Справочник / П.Н. Романенко. – М.: Энергия. – 464 с.

81. Дейч, М.Е. Газодинамика двухфазных сред / М.Е. Дейч, Г.А. Филиппов. – 2-е изд. – М.: Энергоиздат, 1981. – 432 с.

82. Шлихтинг, Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1974. – 420 с.

83. Шерстюк, А.Н. Турбулентный пограничный слой / А.Н. Шерстюк. – М.: Энергия, 1974. – 384 с.

84. **Уонг, Х.** Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров: Справочник / Х. Уонг. – М.: Атомиздат, 1979. – 265 с.

85. **Кутателадзе, С.С.** Теплопередача при конденсации и кипении / С.С. Кутателадзе. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Гос. научно-техн. изд-во машиностроит. литер., 1952. – 231 с.

86. **Кутателадзе, С.С.** Гидравлика газо-жидкостных систем / С.С. Кутателадзе, М.А. Стырикович. – М.: Гос. энергетич. изд-во, 1958. – 232 с.

87. **Кутателадзе, С.С.** Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе. – Новосибирск: Наука (СО), 1970. – 660 с.

88. **Кутателадзе, С.С.** Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие / С.С. Кутателадзе. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.

89. **Etienne Guyon**. Physical Hydrodynamics / Etienne Guyon, Jean-Pierre Hulin, Luc Petit, Catalin D. Mitescu. – Oxford University Press, 2015. – 544 p.

90. **Исаченко, В.П.** Теплообмен при конденсации / В.П. Исаченко. – М.: Энергия, 1977. – 240 с.

91. **Исаченко, В.П.** Теплопередача: Учебник для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел; – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1981. – 416 с.

92. **Кутепов, А.М.** Гидродинамика и теплообмен при парообразовании /А.М. Кутепов, А.С. Стерман, Н.Г. Стюшин. – М.: Высшая школа, 1986. – 448 с.

93. **Несис, Е.И.** Кипение жидкостей / Е.И. Несис // Успехи физических наук. – Т. 87. – вып. 4. – 1965. – С. 615-653.

94. Зельдович, Я.Б. Избранные труды. Химическая физика и гидродинамика / Я.Б. Зельдович. – М.: Наука, 1984. – 374 с.

95. Лаптев, А.Г. Основы расчёта и модернизация тепломассообменных установок в нефтехимии / А.Г. Лаптев, М.И. Фарахов, Н.Г. Минеев. – Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2010. – 574 с.

96. Лаптев, А.Г. Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов / А.Г. Лаптев, Н.А. Николаев, М.М. Башаров. – М.: Теплотехник, 2011. – 288 с.

97. **Лаптев, А.Г.** Модели пограничного слоя и расчёт тепломассообменных процессов / А.Г. Лаптев. – Казань: Изд-во Казанск. ун-та, 2007. – 500 с.

98. Лаптев, А.Г. Основы расчета и моедрнизация тепломассообменных установок в нефтехимии / А.Г. Лаптев, М.И. Фарахов, Н.Г. Минеев. – Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2010. – 574 с.

99. **Лаптев, А.Г.** Модели пограничного слоя и расчет тепломассообменных процессов / А.Г. Лаптев. – Казань: Изд-во Казанск. ун-та, 2007. – 500 с.

100. **Лаптев, А.Г.** Гидромеханические процессы в нефтехимии и энергетике / А.Г. Лаптев, М.И. Фарахов. – Казань: Изд-во Казанск. ун-та, 2008. – 730 с.

101. Башаров, М.М. Повышение эффективности очистки газов от сероводорода в нефтепереработке / М.М. Башаров, А.Г. Лаптев // Энергетика Татарстана, 2014. – №1. – С. 21-24. 102. Лаптева, Е.А. Прикладные аспекты явлений переноса в аппаратах химической технологии и теплоэнергетики (гидромеханика и тепломассообмен) / Е.А. Лаптева, А.Г. Лаптев. – Казань: Издательство «Печать-Сервис XXI век», 2015. – 236 с.

103. **Фарахов, М.М.** Метод эквивалентного канала в моделировании массопереноса в хаотичных насадочных слоях / М.М. Фарахов, А.Г. Лаптев, Т.М. Фарахов // Фундаментальные исследования, 2014. – вып.9. – С. 2148-2152.

104. Adrian Bejan. Convection heat transfer / Adrian Bejan. – John Wiley & Sons, 2013. – 696 p.

105. Александров, А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник / А.А. Александров, Б.А. Григорьев. – М.: Изд-во МЭИ, 2003. – 164 с.

106. **Оликер, И.И.** Исследование процесса термической деаэрации воды под вакуумом при барботаже водяным паром: дис. ... канд. техн. наук : 0305 / Оликер Исай Иосифович. – Москва, 1964. – 218 с. – Библиогр.: с. 201-216.

107. **Оликер, И.И.** Работа термического деаэратора атмосферного давления с барботажным устройством ЦКТИ / И.И. Оликер, В.А. Пермяков, Н.М. Бранч // Теплоэнергетика, 1965. – № 9.

108. **Оликер, И.И.** Деаэраторы и блочные деаэрационно-питательные установки для малой энергетики / И.И. Оликер, В.А. Пермяков // Водоподготовка, водный режим и химконтроль на паросиловых установках. – М.: Энергия, 1966 – Вып. 2.

109. **Оликер, И.И.** Исследование работы термического деаэратора повышенно давления с барботажным устройством ЦКТИ / И.И. Оликер, В.А. Пермяков, Ю.Л. Тоц // Теплоэнергетика, 1966. – № 12.

110. **Оликер, И.И.** Удаление аммиака из воды при паровом барботаже / И.И. Оликер // Теплоэнергетика, 1968. – № 6.

111. **Оликер, И.И.** Термическая деаэрация воды на тепловых электростанциях / И.И. Оликер, В.А. Пермяков. – Л.: Энергия, 1971. – 185 с.

112. Оликер, И.И. Термическая деаэрация воды в отопительно-производственных котельных и тепловых сетях / И.И. Оликер. – Л.: Стройиздат, 1972. – 137 с.

113. **Оликер, И.И.** Исследование работы вакуумного деаэратора взамен декарбонизатора / И.И. Оликер, Т.И. Теплякова, Ж.К. Шашкова // Водоподготовка, водный режим и химконтроль на паросиловых установках. – М.: Энергия, 1972 – Вып. 4.

114. **Пермяков, В.А.** Исследование эффективности применения парового барботажа в термических деаэраторах электростанций : дис. ... канд. техн. наук : 0305 / Пермяков Владимир Андреевич. – Москва, 1954. – 209 с. – Библиогр.: с. 198-209.

115. **Рачко, В.А.** Исследование процесса деаэрации воды в деаэраторе смешивающего типа / В.А. Рачко // Котлотурбостроение. – 1949. – № 2.

116. **Рачко, В.А.** Исследование влияние температуры паровоздушной смеси на эффективность деаэратора / В.А. Рачко // Котлотурбостроение. – 1949. – № 4.

117. **Рачко, В.А.** О влиянии температуры воды и скорости пара на деаэрацию воды в деаэраторе / В.А. Рачко // Котлотурбостроение. – 1950. – № 1. 118. **Кутателадзе, С.С.** Нагрев и деаэрация воды при непосредственном смешении её с паром / С.С. Кутателадзе, В.А. Зысин // За новое советское энергооборудование. – Л., 1939. – С. 86-124.

119. **Курнык**, **Л.Н.** Удаление свободной углекислоты в деаэраторах с барботажными колонками / Л.Н. Курнык // Электрические станции. – 1980. – № 6.

120. Сутоцкий, Г.П. О саморегулирующей способности деаэрационных установок / Г.П. Сутоцкий // Электрические станции. – 1954. – № 6.

121. **Сутоцкий, Г.П.** Водоподготовка конденсационных электростанций высокого давления с полным удалением углекислоты / Г.П. Сутоцкий // Теплоэнергетика, 1957. – № 9.

122. Сутоцкий, Г.П. Обескислороживание воды на промышленных теплоэнергетических установках / Г.П. Сутоцкий // Водоподготовка, водный режим и химконтроль на паросиловых установках. – М.: Энергия, 1969 – Вып. 3. – 216 с.

123. Гришук, И.К. Об условиях отсутствия в питательной воде свободной углекислоты / И.К. Гришук // Электрические станции, 1954. – № 5.

124. Гришук, И.К. О механизме деаэрации воды в струях / И.К. Гришук // Теплоэнергетика, 1957. – № 4.

125. **Гришук, И.К.** Исследование работы барботажных тарелок / И.К. Гришук, Б.М. Столяров // Теплоэнергетика, 1960. – № 4.

126. Гришук, И.К. Наладка, эксплуатация и испытание деаэрационных колонок БКЗ / И.К. Гришук // Электрические станции, 1957. – № 1.

127. Гришук, И.К. Об условиях проведения теплохимических испытаний деаэрационных установок / И.К. Гришук // Электрические станции, 1961. – № 12.

128. **Гришук, И.К.** Малогабаритные деаэрационные колонки / И.К. Гришук, Р.А. Липатова // Теплоэнергетика, 1962. – № 4.

129. Дынькин, И.В. Повышение производительности деаэраторных установок типа ДСА-150 / И.В. Дынькин, А.С. Бердичевский // Промышленная теплоэнергетика, 1971. – №2.

130. **Перли, Г.И.** Усовершенствование термических деаэраторов / Г.И. Перли, М.С. Скибицкий // Электрические станции, 1962. – № 1.

131. Цюра, Д.В. Разработка высокоэффективных технологий термической деаэрации воды в теплоэнергетических установках : дис. ... канд. техн. наук : 05.14.14 / Цюра Дарья Валентиновна. – Ульяновск, 2002. – 145 с. – Библиогр.: с. 128-143.

132. Цюра, Д.В. Регулирование расхода выпара термических деаэраторов / Д.В. Цюра, О.В. Малинина, В.И. Шарапов // Матер. Четвертой Российской науч.-техн. конф. «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности». – Ульяновск.: Ульян. гос. техн. ун-т, 2003. – с. 279-282.

133. **Малинина, О.В.** Исследование влияния расхода выпара и способов его утилизации на эффективность термической деаэрации воды : дис. ... канд. техн. наук : 05.14.14 / Малинина Ольга Владимировна. – Ульяновск, 2004. – 150 с. – Библиогр.: с. 135-148.

134. **Немцев, З.Ф.** Вакуумные деаэраторы теплоэнергетических установок / З.Ф. Немцев, В.И. Шарапов, А.М. Тимошенко. – Саратов: Изд-во Саратовск. ун-та, 1983. – 131 с.

135. Шарапов, В.И. Противокоррозионная обработка подпиточной воды котлов и тепловых сетей / В.И. Шарапов. – Саратов: Изд-во Саратовск. ун-та, 1992. – 195 с.

136. Шарапов, В.И. Подготовка подпиточной воды систем теплоснабжения с применением вакуумных деаэраторов / В.И. Шарапов. – М.: Энергоатомиздат, 1996. – 176 с.

137. Шарапов, В.И. Пиковые источники теплоты систем централизованного теплоснабжения / В.И. Шарапов, М.Е. Орлов. – Ульяновск: УлГТУ, 2002. – 204 с.

138. Шарапов, В.И. Технологии отвода и утилизации выпара термических деаэраторов / В.И. Шарапов, О.В. Малинина. – Ульяновск: УлГТУ, 2004. – 180 с.

139. Шарапов, В.И. Защита от коррозии тракта питательной воды ТЭЦ / В.И. Шарапов, Е.В. Макарова. – Ульяновск: УлГТУ, 2004. – 208 с.

140. Шарапов, В.И. Технологии управления термическими деаэраторами / В.И. Шарапов, М.Р. Феткулов, Д.В. Цюра. – Ульяновск: УлГТУ, 2004. – 268 с.

141. Шарапов, В.И. Деаэрация воды в теплогенерирующих установках малой мощности / В.И. Шарапов // Новости теплоснабжения. – 2007. – № 5.

142. Шарапов, В.И. О регулировании термических деаэраторов / В.И. Шарапов, Д.В. Цюра // Электрические станции. – 2000. – № 7.

143. Шарапов, В.И. Оптимальные схемы деаэрационных установок промышленных котельных / В.И. Шарапов, Е.Е. Злыгостев // Энергомашиностроение. – 1984. – № 8.

144. Шарапов, В.И. Совершенствование методов управления тепломассообменными аппаратами тепловых электростанций / В.И. Шарапов, М.А. Сивухина, Д.В. Цюра // Известия ВУЗов. Проблемы энергетики. – 2000. – № 3-4.

145. Шарапов, В.И. О предельной массообменной и энергетической эффективности термических деаэраторов / В.И. Шарапов, О.В. Малинина // Промышленная теплоэнергетика. – 2002. – № 9.

146. Шарапов, В.И. О предельной массообменной и энергетической эффективности термических деаэраторов / В.И. Шарапов, О.В. Малинина, Д.В. Цюра // Энергосбережение и водоподготовка. – 2003. – № 2.

147. Шарапов, В.И. Влияние расхода выпара на массообмен в термических деаэраторах / В.И. Шарапов, О.В. Малинина, Д.В. Цюра // Матер. Четвертой Российской науч.-техн. конф. «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности». – Ульяновск.: Ульян. гос. техн. ун-т, 2003.

148. Шарапов, В.И. Энергосберегающие технологии термической деаэрации воды в теплоэнергетических установках / В.И. Шарапов, Д.В. Цюра // Энергосбережение. – 1999. – № 3. – С. 39-41.

149. Шарапов, В.И. Технологии регулирования нагрузки систем теплоснабжения / В.И. Шарапов, П.В. Ротов. – Ульяновск: УлГТУ, 2003. – 128 с.

150. Шарапов, В.И. Термические деаэраторы / В.И. Шарапов, Д.В. Цюра. – Ульяновск: Ульян. гос. техн. ун-т., 2003. – 560 с.

151. Шарапов, В.И. Влияние переменных режимов на эффективность деаэрации воды / В.И. Шарапов, Е.В. Макарова, Ю.Г. Макарова, И.П. Рахманова // Энергосбережение и водоподготовка. – 2006. – № 4 (32). – С. 9-11.

152. Шарапов, В.И. Проблемы совершенствования технологий термической деаэрации воды / В.И. Шарапов // Теплоэнергетика, 2006. – №5. – С. 56-61.

153. Феткулов, М.Р. Совершенствование технологий термической деаэрации воды тепловых электрических станций : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.14 / Феткулов Марат Рифатович. – Казань, 2005. – 20 с.

154. Барочкин, Е.В. Анализ и оптимальный синтез теплообменных систем со сложной конфигурацией потоков в энергетических и химических комплексах : дисс. ... докт. техн. наук : 05.13.01, 05.14.14 / Барочкин Евгений Витальевич. – Иваново, 2008. – 308 с. – Библиогр.: с. 264-294.

155. Ледуховский, Г.В. Совершенствование технологии десорбции кислорода в струйнобарботажных деаэраторах атмосферного давления : дис. ... канд. техн. наук : 05.14.14 / Ледуховский Григорий Васильевич. – Иваново, 2008. – 226 с. – Библиогр.: с. 182-193.

156. **Коротков А.А.** Повышение эффективности декарбонизации воды термическими деаэраторами атмосферного давления: дис. ... канд. техн. наук. : 05.14.14 / Коротков Александр Александрович. – Иваново, 2013. – 161 с. – Библиогр.: с. 143-156.

157. **Горшенин С.Д.** Обеспечение нормативной эффективности декарбонизации воды в атмосферных деаэраторах при их проектировании и эксплуатации: дис. ... канд. техн. наук. : 05.14.14 / Горшенин Сергей Дмитриевич. – Иваново, 2016. – 161 с. – Библиогр.: с. 137-155.

158. **Росляков, А.Н.** Расчетно-экспериментальное исследование десорбции растворенного кислорода в центробежно-вихревом деаэраторе: дис. ... канд. техн. наук : 05.14.14 / Росляков Антон Николаевич. – Иваново, 2015. – 146 с. – Библиогр.: с. 131-143.

159. Сборник научных трудов инженерно-внедренческого центра «Инжехим» ; Под ред. А.Г. Лаптева. – Казань: Вестфалика, 2012. – 409 с.

160. Лаптев, А.Г. Математическая модель очистки воды от растворенных газов в насадочных аппаратах / А.Г. Лаптев, А.Н. Долгов // Вода: химия и экология, 2011. – №12. – С. 98-104.

161. **Лаптев, А.Г.** Модели тепломассопереноса в насадочных аппаратах / А.Г. Лаптев, М.М. Фарахов, Т.М. Башаров // Труды Академэнерго, 2012. – № 1. – С. 57-70.

162. Лаптев, А.Г. Модернизация термических деаэраторов на ТЭЦ / А.Г. Лаптев, М.М. Фарахов, А.Н. Долгов [и др.] // Теплоэнергетика, 2013. – № 2. – С. 12-14.

163. Лаптев, А.Г. Модель турбулентности в жидкой фазе барботажного слоя / А.Г. Лаптев, Е.А. Лаптева // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований, 2013. – № 12. – С. 18-22.

164. Лаптев, А.Г. Сравнительная энергомассообменная эффективность барботажных тарелок / А.Г. Лаптев, Е.А. Лаптева, Л.М. Ишмуратова // Актуальные вопросы науки, 2015. – № XX. – С. 25-29. 165. Лаптев, А.Г. Численное моделирование массопереноса в жидкой фазе барботажного слоя термического деаэратора / А.Г. Лаптев, Е.А. Лаптева, Р.Ш. Мисбахов // Теплоэнергетика, 2015. – № 12. – С. 76-80.

166. Ларин, Б.М. Оценка эффективности декарбонизации добавочной воды атмосферными деаэраторами / Б.М. Ларин, А.Б. Ларин // Теплоэнергетика, 2015. – № 2. – С. 77-80.

167. **Ларин, Б.М.** Измерения электропроводности и pH в системах мониторинга водного режима ТЭС / Б.М. Ларин, А.Б. Ларин, А.В. Колегов. – Иваново: Ивановский гос. энергетич. унт, 2014. – 332 с.

168. **Кудинов, А.А.** Энергосбережение в котельных установках ТЭС и систем теплоснабжения / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина. – М.: Инфра-М., 2016. – 320 с.

169. **Кудинов, А.А.** Повышение надежности оборудования систем теплоснабжения путем использования вакуумно-кавитационного способа деаэрации воды / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина // Надежность и безопасность энергетики, 2014. – № 1(24). – С.44-48.

170. Кудинов, А.А. Вакуумно-кавитационный деаэратор Самарской ГРЭС / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина // Вестник СГАСУ. Градостроительство и архитектура, 2014. – №3(16). – С. 96-102.

171. Кудинов, А.А. Исследование режимов работы вакуумно-кавитационных деаэраторов Самарской ГРЭС / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, Н.В. Борисова [и др.] // Электрические станции, 2011. – №2. – С.38-42.

172. Кудинов, А.А. Оценка эффективности и модернизация вакуумных деаэраторов сетевой воды Самарской ГРЭС / А.А. Кудинов, Д.В. Обухов, С.К. Зиганшина // Теплоэнергетика, 2010. – №8. – С.31-34.

173. **Кудинов, А.А.** Разработка и исследование опытного вакуумно-кавитационного деаэратора / А.А. Кудинов, Г.И. Шамшурина, Н.В. Борисова // Энергетик, 2009. – №10. – С.29-31.

174. Гиммельберг, А.С. Деаэраторы атмосферного давления для системы теплоснабжения Юго-Западной ТЭЦ / А.С. Гиммельберг, В.Е. Михайлов, В.Г. Михайлов [и др.] // Электрические стенции, 2013. – С. 36-40.

175. Гиммельберг, А.С. Деаэраторы атмосферного давления новой конструкции для крупных систем теплоснабжения /А.С. Гиммельберг, В.Г. Михайлов, А.Н. Баева [и др.] // Тяжелое машиностроение, 2002. – № 10. – С. 40–41.

176. Васильев, Д.В. К вопросу о термической деаэрации / Д.В. Васильев // Новости теплоснабжения, 2011. – вып. 6. – С. 52-55.

177. Васильев, Д.В. Термическая деаэрация и пути создания универсальных прямоточных деаэраторов компактного типа / Д.В. Васильев, И.Н. Успенский // Водоочистка, водоподготовка, водоснабжение, 2011 – вып. 11. – С. 14-19.

178. Loraine Huchler. Boiler Water Systems / Loraine Huchler. – Wiley-Scrivener, 2016. – 450 p.

179. **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.

180. **Магдиев, Е.В.** Моделирование и оптимизация процессов в термических деаэраторах: дис. канд. техн. наук: 05.17.08 / Магдиев Евгений Валерьевич. – Иваново, 2009. – 126 с.

181. Жуков, В.П. Эволюция межфазной поверхности тепломассообмена в барботируемом слое / В.П. Жуков, Е.В. Барочкин, А.Ю. Ненаездников [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2012. – вып. 4. – С. 12-16.

182. Барочкин, Е.В. Оптимальное управление межфазной поверхностью в барботажной ступени атмосферных деаэраторов / Е.В. Барочкин, В.П. Жуков, А.Ю. Ненаезников [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2012. – вып.4. – С.58-62.

183. **Tests of the deaerator** at the Freeport seawater desalting plant and evaluation of dissolved gas analysis / Oak Ridge National Laboratory. – University of Tennessee. – 1967. – 56 p.

184. **Пажи,** Д.Г. Распылители жидкостей / Д.Г. Пажи, В.С. Галустов. – М.: Химия, 1979. – 216 с.

185. Пажи, Д.Г. Основы техники распыливания жидкостей / Д.Г. Пажи, В.С. Галустов. – М.: Химия, 1984. – 172 с.

186. **Галустов, В.С.** Прямоточные распылительные аппараты в теплоэнергетике / В.С. Галустов. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 240 с.

187. **Kim, S.** Condensation on Coherent Turbulent Liquid Jets / S. Kim, K.F. Mills // J. Heat Transfer, 1989. – N 111. – p.1068-1082.

188. Егоров, П.В. Исследование и разработка водораспределительных устройств новых конструкций колонок термических деаэраторов для мощных энергоблоков: дис. ... канд. техн. наук : 05.14.14 / Егоров Павел Викторович. – С.-Петербург, 2013. – 145 с.

189. Барочкин, Е.В. Математическое моделирование многоступенчатых теплообменников сложной конфигурации / Е.В. Барочкин, В.П. Жуков, Г.В. Ледуховский // Изв. вузов «Химия и хим. технология», 2004. – Т.47. – №2. – С. 45-47.

190. Барочкин, Е.В. Метод расчёта многоступенчатых теплообменных аппаратов с учётомфазового перехода / Е.В. Барочкин, В.П. Жуков, Г.В. Ледуховский [и др.] // Изв. вузов «Химия и хим. технология», 2004. – Т.47. – №2. – С. 170-173.

191. Барочкин, Е.В. Обобщённая модель каскадных теплообменных аппаратов с учётом фазовых переходов / Е.В. Барочкин, В.П. Жуков, Г.В. Ледуховский // Изв. вузов «Химия и хим. технология», 2004. – Т.47. – №3. – С. 67-69.

192. Барочкин, Е.В. Моделирование тепломассообмена в смешивающих подогревателях со сложной конфигурацией потоков / Е.В. Барочкин, В.П. Жуков, Г.В. Ледуховский // Изв. вузов «Химия и хим. технология», 2004. – Т.47. – №4. – С. 164-166.

193. Барочкин, Е.В. Моделирование тепломассообмена в струйных деаэраторах со сложной конфигурацией потоков / Е.В. Барочкин, В.П. Жуков, Г.В. Ледуховский [и др.] // Изв. вузов «Химия и хим. технология», 2004. – Т.47. – №9. – С. 76-79.

194. Барочкин, Е.В. Обобщённый метод расчёта многоступенчатых деаэраторов / Е.В. Барочкин, В.П. Жуков, Г.В. Ледуховский [и др.] // Изв. вузов «Химия и хим. технология», 2004. – Т.47. – №9. – С. 100-103.

195. Ледуховский, Г.В. Метод расчёта многоступенчатых теплообменников сложной конфигурации с учётом фазового перехода теплоносителей / Г.В. Ледуховский, В.П. Жуков, Е.В. Барочкин // Вестник ИГЭУ, 2004. – вып. 3. – С. 138-139.

196. **Магдиев, Е.В.** Исследование переходных процессов в струйных деаэраторах с использованием теории цепей Маркова / Е.В. Магдиев, В.П. Жуков, Е.В. Барочкин [и др.] // Химическая промышленность сегодня, 2008. – Вып. 7. – С. 83–86.

197. Жуков, В.П. Системный анализ энергетических тепломассообменных установок / В.П. Жуков, Е.В. Барочкин. – Иваново: ГОУ ВПО «Иван. гос. энерг. ун-т им. В.И. Ленина», 2009. – 176 с.

198. Магдиев, Е.В. Исследование переходных процессов в струйных деаэраторах с использованием теории цепей Маркова / Е.В. Магдиев, В.П. Жуков, Е.В. Барочкин [и др.] // Изв. вузов «Химия и хим. технология», 2008. – Т.51. – №7. – С. 84-85.

199. Магдиев, Е.В. Структурно-параметрический синтез модели и системный анализ многоступенчатых деаэраторов / Е.В. Барочкин, В.П. Жуков, В.Е. Мизонов [и др.] // Химическая промышленность сегодня, – 2005. – Вып. 3. – С. 28-32.

200. Berthiaux, H. Analysis of Grinding Processes by Markov Chains / H. Berthiaux. – Chemical Engineering Science, 2000. – №55. – p. 4117-4127.

201. **Mizonov, V.** On Possible Instability of Throughputs in Complex Milling Circuits / V. Mizonov, et al Proc. of the 4th International Conference for Conveying and Handling of Particulate Solids, v.1. Budapest, Hungary, May 2003, – p. 8.23-8.26.

202. **Tamir, A.** Applications of Markov Chains in Chemical Engineering / A. Tamir. – Amsterdam: lsevier publishers, 1998. – 604 p.

203. Барочкин, Е.В. Алгоритм структурно-параметрического синтеза систем тепломассообменных аппаратов со сложной конфигурацией потоков / Е.В. Барочкин // Вестник ИГЭУ, 2006. – вып. 4. – С. 66-68.

204. Лещинский, А.М. Повышение эффективности работы конденсаторов и паротурбинных эжекторов теплофикационных турбин / А.М. Лещинский, П.А. Зубов. – Киев: Знание, 1986. – 23 с.

205. **Меркулов, В.А.** Удаление неконденсирующихся газов из конденсаторов турбин / В.А. Меркулов // Энергосбережение и водоподготовка, 2001. – №1. – С. 54-57.

206. **Меркулов, В.А.** Повышение эффективности эксплуатации конденсационных устройств паровых турбин / В.А. Меркулов // Энергосбережение и водоподготовка, 2002. – №2. – С. 35-38.

207. **Меркулов, В.А.** Исследование и разработка способов повышения эффективности и надежности конденсационных устройств теплофикационных турбин: дис. ... канд. техн. наук : 05.14.14 / Меркулов Андрей Александрович. – Иваново, 2004. – 180 с.

208. Шарапов, В.И. О применении кислородомеров при исследовании и эксплуатации теплоэнергетического оборудования / В.И. Шарапов // Энергосбережение и водоподготовка, 2005. – №5. – С. 3-7.

209. Свидетельство на полезную модель 9259 РФ. МКИЗ F 01 K 13/00. Схема удаления парогазовой смеси турбоустановки / А.Г. Шемпелев, Е.И. Эфрос, Б.Е. Смирнов (Россия).

№98112064, заявл. 22.06.98. Официальный бюллетень «Полезные модели. Промышленные образцы». – 1999. – №2. – С. 45.

210. **Тесис, А.М.** Система деаэрации химобессоленной воды в конденсаторах теплофикационных турбин / А.М. Тесис, А.Г. Шемпелев, А.Н. Расторгуева [и др.] // Электрические станции, 1987. – №4. – С. 29-32.

211. **Тесис, А.М.** Раздельное удаление парогазовой смеси из подогревателей и конденсаторов теплофикационной турбоустановки 100 МВт / А.М. Тесис, В.И. Жгилев, А.Н. Расторгуева // Электрические станции, 1976. – С. 74-75.

212. Симою, Л.Л. Повышение эффективности эксплуатации современных теплофикационных турбин / Л.Л. Симою, В.П. Лагун, Е.И. Эфрос [и др.] // Теплоэнергетика, 1999. – №8. – С 62-67.

213. Денисов, Э.П. Влияние присосов воздуха на работу конденсационной установки / Э.П. Денисов, А.В. Дорощенко, В.Ю. Григорьев // Теплоэнергетика, 1997. – №1. – С. 55-59.

214. Денисов, Э.П. Влияние конденсата на процесс конденсации пара в трубных пучках / Э.П. Денисов, В.Ю. Григорьев // Теплоэнергетика, 2000. – № 9. – С. 65-68.

215. **Иглин, П.В.** Совершенствование системы эксплуатационного контроля конденсатора паротурбинной установки на основе уточнения методики расчета кислородосодержания конденсата: дисс. ... канд. техн. наук : 05.04.12 / Иглин Павел Викторович. – Киров, 2016. – 172 с. – Библиогр.: с. 155-164.

216. Шемпелев, А.Г. Расчёт и диагностика вакуумного конденсатора пара с учётом характеристики воздухоудаляющего устройства / А.Г. Шемпелев, В.М. Сущих // Сборник научных трудов ВятГТУ, 1997. – №2. – С. 116-118.

217. Шемпелев, А.Г. Реконструкция встроенных пучков конденсаторов и схем пароводяных потоков теплофикационных турбин / А.Г. Шемпелев, Е.И. Эфрос // Диагностика и ремонт турбинного оборудования. Материалы семинара. – М.: ВТИ. – 1999. – С. 67-69.

218. Шемпелев, А.Г. Реконструкция системы отвода паровоздушной смеси теплофикационных турбин / А.Г. Шемпелев, Е.И. Эфрос, С.И. Парфенов [и др.] // Диагностика и ремонт турбинного оборудования: материалы семинара. – М.: ВТИ. – 2000. – С. 59-63.

219. Шемпелев, А.Г. Реконструкция системы отвода паровоздушной смеси из конденсатора и подогревателей теплофикационной турбины / А.Г. Шемпелев, Е.И. Эфрос, С.И. Парфенов [и др.] // Тяжелое машиностроение, 2002. – №4. – С. 9-12.

220. Шемпелев, А.Г. О разработке математической модели конденсатора теплофикационной турбины, оснащенного водоструйными эжекторами / А.Г. Шемпелев, П.В. Иглин // Всероссийская ежегодная научно-техническая конференция «Общество, наука, инновации» (НТК– 2012). Общеуниверситетская секция, БФ, ГФ, ФЭМ, ФАВТ, ФАМ, ФПМТ, ФСА, ХФ, ЭТФ, ЮФ: 16–27 апреля 2012 г.: сб. материалов / ВятГУ; отв. ред. С. Г. Литвинец. – Киров, 2012. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

221. Шемпелев, А.Г. О результатах сопоставления расчетных и нормативных характеристик конденсаторов паротурбинных установок в широком диапазоне их паровых нагрузок / А.Г. Шемпелев, В.М. Сущих, П.В. Иглин // Энергетик, 2015. – №10. – С. 60–64. 222. Шемпелев, А.Г. Результаты экспериментальной оценки составляющих суммарного теплового потока в конденсаторы теплофикационных турбин / А.Г. Шемпелев, П.В. Иглин // Энергетик, 2014. – №9. – С. 41–43.

223. Шемпелев, А.Г. Причины повышенного содержания кислорода в конденсате паротурбинных установок / А.Г. Шемпелев, П.В. Иглин // Надежность и безопасность энергетики, 2015. – №4. – С. 61–64.

224. Литаврин, О.Г. Результаты комплексного исследования возможностей совершенствования конденсаторов паровых турбин / О.Г. Литаврин, Э.П. Денисов // Судостроение, 1997. – №2. – С. 9-14.

225. Литаврин, О.Г. О повышении деаэрационной способности конденсаторов судовых паросиловых установок / О.Г. Литаврин // Теплоэнергетика, 2000. – №8. – С. 52-57.

226. Левченко, Е.В. Опыт модернизации конденсационных устройств турбин НПО «Турбоатом» / Е.В. Левченко, В.И. Муравьев, В.М. Черненко // Теплоэнергетика, 1996. – № 1. – С. 33-39.

227. Разработки НПО «Турбоатом» по повышению экономических показателей конденсационных устройств турбоустановок / В.И. Асланян [и др.] // Электрические станции, 1990. – № 2. – С. 30-34.

228. Бродович, К. Расчёты и исследования работы конденсаторов паровых турбин / К. Бродович, А. Чаплицки // Теплоэнергетика, 1989. – № 2. – С. 74-76.

229. Баран, Л.С. Мероприятия по повышению воздушной плотности вакуумной системы турбоустановок К-800-240-3 / Л.С. Баран, В.С. Зорин, Ю.А. Чирков // Теплоэнергетика, 1996. – №1. – С. 27-32.

230. Абалаков, Б.В. Монтаж и наладка турбоагрегатов и вспомогательного оборудования машинного зала / Б.В. Абалаков, В.П. Банник, Б.И. Резников. – М.: Энергия, 1976. – 208 с.

231. **Bergmann, D**. Dampfturbinen / D. Bergmann, H. Luft, W. Ulm // BWK: BrenstWarme – Kraft, 1996. – № 4. – p. 111-115.

232. **Зройчиков, Н.А.** Разработка компьютерной модели и расчет оптимальных режимов работы циркуляционной системы ТЭЦ-23 ОАО «Мосэнерго» / Н.А. Зройчиков, В.А. Кудинов, А.Г. Коваленко [и др.] // Теплоэнергетика, 2007. – № 11. – С. 14-21.

233. Руководящие указания по установлению и поддержанию режима наивыгоднейшего вакуума в паротурбинных установках : офиц. текст : утв. Народным комиссариатом электростанций СССР. – М.; Л.: Гос. энергетич. изд-во, 1941. – 22 с.

234. **Методика** определении режима наивыгоднейшего вакуума в паротурбинных установках : офиц. текст : утв. Народным комиссариатом электростанций СССР. – М.; Л.: Гос. энергетич. изд-во, 1944. – 28 с.

235. Методические указания по эксплуатации конденсационных установок паровых турбин электростанций: РД 34.30.501: утв. Главным техническим управлением по эксплуатации энергосистем 04.06.1985 : ввод. в действие с 01.07.1986. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 102 с.

236. Капелович, Б.Э. Эксплуатация паротурбинных установок / Б.А. Капелович. – М.: Энергия, 1975. – 304 с.

237. **Иванов, В.А**. Режимы мощных паротурбинных установок / В.А. Иванов. – 2-е изд., перераб. и доп. - Л.: Энергоатомиздат, 1986. – 248 с.

238. **Трухний, А.Д.** Стационарные паровые турбины / А.Д. Трухний. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 640 с.

239. Справочник по электрическим машинам / под общ. ред. И.П. Копылова и Б.К. Клокова. В 2 т. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 456 с.

240. **Типовая** инструкция по эксплуатации генераторов на электростанциях : РД 34.45.501-88. – М.: Минэнерго СССР, 1988.

241. **Типовая** инструкция по эксплуатации газомасляной системы водородного охлаждения генераторов : РД 153-34.0-45.512-97. – М.: РАО «ЕЭС России», 1997.

242. Решение технического совещания о выполнении параграфа 6.16 СРМ(Э) 1992 г. циркуляра Ц-10/85. / утв. 28.03.2007 г. гл. инж. ОАО «ОГК-3» «Костромская ГРЭС». – Волгореченск: Костромская ГРЭС, 2007. – 1 с.

243. Федоренко, Г.М. Эффективность водоподготовки в системах непосредственного охлаждения обмоток статоров мощных турбогенераторов и её влияние на безопасность, надежность и эффективность блоков АЭС / Г.М. Федоренко, А.В. Выговский // Праці Інституту електродинаміки Національноі академіі наук Украіни, 2011. – № 30. – С. 62-68.

244. Шевченко, В.В. Способы предупреждения развития дефектов элементов конструкций турбогенераторов / В.В. Шевченко // Вісник Приазовського державного технічного університету. Технічні науки, 2016. – №32. – С. 172-180.

245. **Иванов, А.С.** Коррозия полых медных проводников в системах непосредственного водяного охлаждения обмоток турбогенераторов / А.С. Иванов, Е.М. Шитов, А.В. Богачев [и др.] / Universum: технические науки, 2016. – №11(32). – С. 20-24.

246. **Зимин, Б.А.** Сможет ли Россия преодолеть техническое и технологическое отставание: записки изобретателя / Б.А. Зимин – М.: Новости теплоснабжения, 2011. – 225 с.

247. Деаэратор: пат. 2131555 Рос. Федерация: F22D1/50, C02F1/20, B01D19/00 / Б.А. Зимин; заявитель и патентообладатель Б.А. Зимин. – № 97121266/06; заявл. 09.12.1997; опубл. 10.06.1999, Бюл. № 22 (I ч.). – 4 с.

248. **Зимин, Б.А.** Проблемы деаэрации воды в энергетике и способ их решения / Б.А. Зимин // Новости теплоснабжения, 2006. – вып. 1. – С. 40-44.

249. 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.

250. 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.

251. Шарапов, В.И. Проверка деаэратора «АВАКС» в промышленной эксплуатации / В.И. Шарапов, М.Е. Орлов. – Ульяновск.: Ульян. гос. техн. ун-т. – режим доступа: http://water.sarzem.ru/interes_img/AVAKS_proverka.pdf.

252. Шарапов, В.И. О прямоточных вакуумных деаэраторах / В.И. Шарапов, В.Е. Макарова // Энергосбережение и водоподготовка, 2006. – №3. – С. 42-44.

253. Сайт **ООО** «**АВАКС**» [Электронный ресурс]. – режим доступа: http://www.kinmash.narod.ru.

254. Шатова, И.А. Выбор схемы включения прямоточных деаэрационных устройств / И.А. Шатова, Е.В. Барочкин, Г.В. Ледуховский // Материалы IV Российской научнопрактической конференции «Повышение эффективности теплоэнергетического оборудования». – Иваново: ИГЭУ, 2005. – С. 63-65.

255. Шатова, И.А. Оценка влияния октадециламина на деаэрацию химочищенной воды / И.А. Шатова, Е.В. Барочкин, Г.В. Ледуховский // Материалы IV Российской научнопрактической конференции «Повышение эффективности теплоэнергетического оборудования». – Иваново: ИГЭУ, 2005. – С. 66-69.

256. **Мутовин, Л.Т.** Модернизация системы отвода неконденсирующихся газов из пароводяных теплообменников / Л.Т. Мутовин, В.М. Фрайфельд, А.Ю. Рябчиков [и др.] // Энергетик, 1995. – №9. – С. 10-11.

257. **Маликов, М.А.** Влияние неконденсирующихся газов в теплообменных аппаратах на энергетическую эффективность паротурбинных установок / М.А. Маликов // Теплоэнергетика и теплоснабжение: Сб. науч. тр. НИЛ «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ. Вып. 9. – Ульяновск: УлГТУ, 2012. – С. 146.165.

258. Шарапов, В.И. повышение эффективности работы теплоообменного оборудования турбоустановок ТЭЦ / В.И. Шарапов, М.А. Маликов. – Ульяновск: УлГТУ, 2012. – 239 с.

259. Шарапов, В.И. Технология оперативного контроля герметичности вакуумных систем турбоустановок / В.И. Шарапов, М.А. Маликов // Надежность и безопасность энергетики, 2012. – №2(17). – С. 64-67.

260. Зимин, А.П. Совершенствование методики расчета показателей тепловой экономичности оборудования ТЭС: дис. ... канд. техн. наук : 05.14.14 / Зимин Артем Павлович. – Иваново, 2017. – 233 с. – Библиогр.: с. 160-177.

261. Горшков, А.С. Технико-экономические показатели тепловых электростанций / А.С. Горшков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1974. – 240 с.

262. **Качан**, **А.Д.** Справочное пособие по технико-экономическим основам ТЭС / А.Д. Качан, Б.В. Яковлев – Мн.: Высш. школа, 1982. – 318 с.

263. Щепетильников, М.И. Определение коэффициентов ценности тепла для реальных тепловых схем паротурбинных установок / М.И. Щепетильников // Теплоэнергетика, 1957. – № 7. – С. 11-15.

264. Щепетильников, М.И. О расчетах эффективности усовершенствования тепловых схем / М.И. Щепетильников, Д.И. Азбель // Электрические станции, 1965. – №6. – С. 41-44.

265. Попов, А.И. Расчет технико-экономических показателей конденсационных ТЭС: Методические указания / А.И. Попов, А.И. Шупарский. – Саратов: СПИ, 1989. – 27 с.

266. Овчинников, Ю.В. Применение методики согласования балансов для уточнения исходной информации применительно к ТЭС / Ю.В. Овчинников, Г.В. Ноздренко, И.М. Алтухов // Управление режимами и развитием электроэнергетических систем в условиях АСУ. – Межвуз. Сб. тр. – Новосибирск: НЭТИ, 1980. – с. 45-53.

267. Щинников, П.А. Согласование материальных и энергетических балансов / П.А. Щинников, Г.В. Ноздренко, Ф.А. Серант [и др.] // Доклады ТУСУРа, 2012. – №1 (25), часть 1. – с. 216-220.

268. Щинников, П.А. Повышение точности расчета технико-экономических показателей энергоблоков путем корректировки основных измеряемых параметров на основе согласования энергобалансов / Щинников П.А., Сафронов А.В. // Теплоэнергетика, 2014. – № 12. – с. 56-62.

269. **Овчинников**, **Ю.В.** Анализ и оптимизация технико-экономических и экологических параметров ТЭС : автореферат дис. ... доктора технических наук. – Новосибирск. – 1999.

270. Сафронов, А.В. Применение метода согласования балансов для повышения эффективности информационно-измерительной системы при определении технико-экономических показателей ТЭЦ: автореферат дис. ... канд. техн. наук / Сафронов Антон Валерьевич. – Новосибирск, 2013. – 23 с.

271. **Ноздренко, Г.В.** Согласование энергобалансов для уточнения исходной информации по ТЭУ / Г.В. Ноздренко, Ю.В. Овчинников, И.М. Алтухов // Управление режимами и развития ЭС в условиях АСУ: Сб. трудов. – Новосибирск, 1980. – С. 151-159.

272. Ноздренко, Г.В. Оптимизация внутристанционных режимов ТЭЦ в системе АСУ ТП / Г.В. Ноздренко, Ю.В. Овчинников // Задачи и методы управления ЭС: Сб. трудов. – Новосибирск, 1982. – С. 21-27.

273. Щинников, П.А. Комплексные исследования ТЭС с новыми технологиями / П.А. Щинников, Г.В. Ноздренко, В.Г. Томилов [и др.]. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2004. – 528 с.

274. Анищенко, В.А. Повышение достоверности используемой в АСУТП информации путем коррекции измерений / В.А. Анищенко, В.И. Щербич, Т.Н. Казанская [и др.] // Теплоэнергетика, 1982. – №7.

275. Репин, А.И. Диагностика информационных подсистем АСУТП с использованием технологий искусственного интеллекта / А.И. Репин, В.Р. Сабанин, Н.И. Смирнов // Теплоэнергетика, 2006. – №6.

276. Сабанин, В.Р. Математическое и программное обеспечение алгоритма коррекции измеряемых параметров для расчета технико-экономических показателей на ТЭЦ / В.Р. Сабанин, Н.И. Смирнов, А.И. Репин [и др.] // Вестник МЭИ, 2003. – №1. – С. 21-27.

277. Репин, А.И. Диагностика информационной подсистемы АСУТП ТЭЦ с использованием технологий искусственного интеллекта: Автореферат дис. ... канд. техн. наук. / А. И. Репин – Моск. энерг. ин-т (МЭИ ТУ). – 2006. – 20 с.

278. Аракелян, Э.К. Влияние режимных факторов и технического состояния на реальные энергетические характеристики энергоблока К-200-130/ Э.К. Аракелян, Г.А. Бурначан, С.А. Минасян // Изв. вузов «Энергетика», 1983. – №1. – С. 57-62.

279. Аракелян, Э.К. Методические подходы к оптимальному управлению режимами работы ТЭЦ со сложным составом оборудования / Э.К. Аракелян, А.В. Андрюшин, Н.А. Зройчиков [и др.] // Теплоэнергетика, 2012. – № 10. – С. 12-19. 280. Сабанин, В.Р. К вопросу о параметрической оптимизации алгоритмов управления и диагностики / В.Р. Сабанин, Н.И. Смирнов, А.И. Репин // Промышленные АСУ и контроллеры, 2004. – №12. – С. 27-31.

281. Сабанин, В.Р. Алгоритм коррекции результатов измерения в программах обработки балансовых испытаний энергетических котлов / В.Р. Сабанин, Н.И. Смирнов, М.А. Болгов [и др.] // Сб. научн. тр. МЭИ. – М.: Издательство МЭИ, 1998. – С. 106-112.

282. Арутюнян, Т.М. Разработка методов оптимизации измерений в АСУ ТП электростанций по критериям надежности и экономичности: Автореферат дис. ... канд. техн. наук / Т.М. Арутюнян – Моск. энерг. ин-т (МЭИ ТУ). – 2009. – 20 с.

283. Арутюнян, Т.М. Проблемы повышения достоверности и надежности информационного обеспечения современных АСУ ТП / Т. М. Арутюнян, Э.К. Аракелян, В. А. Макарчьян // Вестник Московского энергетического института, 2007. – № 6. – С. 114-120.

284. Цейтлин, Р.А. К вопросу о точности автоматизированного вычисления техникоэкономических показателей энергоблока / Р.А. Цейтлин, В.И. Степанов, Э.Д. Шестов // Теплоэнергетика, 1975. – №1. – С. 8-13.

285. **Мошкарин**, **А.В.** Анализ тепловых схем ТЭС / А.В. Мошкарин, Ю.В. Мельников. – Иваново: ИГЭУ, 2010. – 458 с.

286. Астахов, H.JI. Новая редакция методических указаний по расчету показателей тепловой экономичности оборудования ТЭС / Н.Л. Астахов, В.Ф. Калинов, Т.П. Киселев // Энергосбережение и водоподготовка, 1997. – №2. – С. 19-23.

287. **Приказ** Министерства энергетики Российской Федерации от 30 декабря 2008 г. № 323 «Об организации в Министерстве энергетики Российской Федерации работы по утверждению нормативов удельного расхода топлива на отпущенную электрическую и тепловую энергию от тепловых электрических станций и котельных» – М. – 1990. – 50 с.

288. Методические указания по составлению отчета электростанции и акционерного общества энергетики и электрификации о тепловой экономичности оборудования. – РД 34.08.552-93 : разраб. ОАО «Фирма по наладке, совершенствованию технологии и эксплуатации электростанций и сетей ОРГРЭС» : утв. Министерством топлива и энергетики РФ 15.10.93 : ввод. в действие с 01.01.94. –М.: СПО ОРГРЭС. – 1993 – 97 с.

289. Методические указания по составлению отчета электростанций и акционерного общества энергетики и электрификации о тепловой экономичности оборудования: /Утв. Департаментом электроэнергетики Минтопэнерго РФ 24.11.95; Разраб. АО «Фирма ОРГРЭС». – М.: СПО ОРГРЭС. – 1995. – 124 с. Изменение № 1 к РД 34.08.552-95. – М.: СПО ОРГРЭС. – 1998. – 15 с.

290. Руководящие указания по сведению месячного пароводяного баланса на тепловых электростанциях – РД 34.09.110: /Утв. Главтехупр. Минэнерго СССР; Разраб. ОРГРЭС; Срок действ. не ограничен. – М.: Госэнергоиздат. – 1962. – 45 с.

291. Методические указания по составлению и содержанию энергетических характеристик оборудования тепловых электростанций: РД 34.09.155-93.– М.: ЦПТИиТО ОРГРЭС. – 2006.– 157 с. 292. **Методические** указания по тепловым испытаниям паровых турбин: CO 34.30.740. – М.: Союзтехэнерго. – 1985. – 102 с.

293. Методические указания по проведению экспресс-испытаний паровых турбин ТЭС: /Утв. Департаментом науки и техники РАО «ЕЭС России» 30.12.96; Разраб. АО «Фирма ОРГРЭС»; Ввод в действ. 2001-08-01.– М.: СПО ОРГРЭС – 2001.– 61 с.

294. **Тепловые** (балансовые) испытания энергоблока атомной станции. Типовая программа: ТП 1.1.8.010.1059–2015. – М.: ОАО «Концерн Росэнергоатом». – 2015. – 40 с.

295. Методика расчета поправок к мощности, расходу свежего пара и удельному расходу теплоты на отклонение параметров и условий от номинальных для турбоагрегатов с регулируемыми отборами пара – МТ 34-70-027-86. – М.: СПО Союзтехэнерго, 1987, с изм. № 1 к МТ 34-70-027-86. – М.: СПО ОРГРЭС. – 1999. – 20 с.

296. **Методические** указания по расчету поправок к расходу тепла турбоагрегатами. – М.: СПО Союзтехэнерго. – 1981. – 128 с.

297. **Типовой** алгоритм расчета технико-экономических показателей мощных отопительных ТЭЦ. – М, 1983. – Т. 2. – 167 с.

298. **Тихонов**, **А.Н.** Методы решения некорректных задач / А.Н. Тихонов, В.Я. Арсенин. – М.: Наука, 1979. – 285 с.

299. **Тихонов**, **А.Н.** Регуляризирующие алгоритмы и априорная информация / А.Н. Тихонов, А.В. Гончарский, В.В. Степанов [и др.]. – М.: Наука, 1983. – 200 с.

300. **Тихонов**, **А.Н.** Численные методы решения некорректных задач / А.Н. Тихонов, А.В. Гончарский, В.В. Степанов [и др.]. – М.: Наука, 1990. – 232 с.

301. **Тихонов**, **А.Н.** Нелинейные некорректные задачи / А.Н. Тихонов, А.С. Леонов, А.Г. Ягола. – М.: Наука, 1995. – 312 с.

302. **Hoerl, A.E.** Ridge Regression: Biased Estimation for Non orthogonal Problems / Hoerl A.E., Kennard R.W. // Technometrics, 1970. – no. 12. – p. 55 – 67

303. **Hoerl, A.E.** Ridge regression - 1980. Advances, algorithms, and applications / Hoerl A.E., Kennard R.W. // Amer. J. Math. Management Sci, 1981. – no. 1. – p. 5–83.

304. **Hoerl, A.E.** Application of ridge analysis to regression problems / Hoerl A.E. // Chemical Engineering Progress, 1958. – p. 54–59.

305. Engl, H.W. Regularization of Inverse Problems / Engl H.W., Hanke M., Neubauer A. – Dordrecht, Kluwer Acad. Publ, 1996. – Auflage 2000.

306. **Engl, H.W.** Inverse Problems and Optimal Design in Industry / Engl H.W., McLaughlin J. (eds.). – Teubner, Stuttgart, 1994.

307. **Identification** of parameters in polymer crystallization, semiconductor models and elasticity via iterative regularization methods / H.W. Engl, V.G. Romanov, S.I. Kabanikhin, Yu.E. Anikonov, A.L. Bukhgeim (eds.) // Ill-Posed and Inverse Problems. – VSP Niederlande, 2004. – p. 99-126.

308. **Groetsch, C.W.** The theory of Tikhonov Regularization for Fredholm Equations. – Boston Pitman Publication. – 1984. – 104 p.

309. **Groetsch, C.W.** Inverse problems in the mathematical sciences. – Braunschweig, Vieweg. – 1993. – V.52.

310. Дорохов, И.Н. Системный анализ процессов химической технологии. Интеллектуальные системы и инженерное творчество в задачах интенсификации химико-технологических процессов и производств / И.Н. Дорохов, В.В. Меньшиков. – М.: Наука, 2005. – 584 с.

311. Подиновский, В.В. Парето-оптимальные решения многокритериальных задач / В.В. Подиновский, В.Д. Ногин. – М.: Наука, 1982. – 360 с.

312. Вержбицкий, В.М. Основы численных методов / В.М. Вержбицкий. – М.: Высшая школа, 2002. – 840 с.

313. **Ногин**, **В.**Д. Принятие решений в многокритериальной среде: количественный подход / В.Д. Ногин. – М.: Физматлит, 2005. – 176 с.

314. Вентцель, Е.С. Исследование операций / Е.С. Вентцель. – М.: Советское радио, 1972. – 356 с.

315. Вентцель, Е.С. Исследование операций: задачи, принципы, методология / Е.С. Вентцель. – М.: Дрофа, 2004. – 207 с.

316. **Таха, Х.А.** Введение в исследование операций / Х.А. Таха. – М.: Вильямс, 2005. – 908 с.

317. **Фиакко**, **А.** Нелинейное программирование. Методы последовательной безусловной минимизации / А. Фиакко, Г. Мак-Кормик. – М.: Мир, 1972. – 236 с.

318. Зельдович, Б.Я. Элементы прикладной математики / Б.Я. Зельдович, А.Д. Мышкис. – М.: Наука, 1967. – 648 с.

319. **Карманов, В.Г.** Математическое программирование / В.Г. Карманов. – М.: Физматлит, 2004. – 264 с.

320. **Корн, Г.** Справочник по математике (для научных работников и инженеров) / Г. Корн. – М.: Высшая школа, 1973. – 500 с.

321. **Алексеев**, **В.В.** Элементы теории множеств и теории графов / В.В. Алексеев. – Саров: СарФТИ, 2001. – 30 с.

322. Новодережкин, Р.А. Насосные станции технического водоснабжения тепловых и атомных электростанций / Р.А. Новодережкин. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 264 с.

323. **Черкасский, В.М.** Насосы, вентиляторы, компрессоры : учебник для теплоэнергетических специальностей вузов / В.М. Черкасский – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.

324. **Турк, В.И.** Насосы и насосные станции : учебник для вузов / В.И. Турк, А.В. Минаев, В.Я. Карелин. – М.: Стройиздат, 1976. – 304 с.

325. Колесников, А.И. Энергосбережение в промышленных и коммунальных предприятиях : учеб. пособие / А.И. Колесников, М.Н. Федоров, Ю.М. Варфоломеев; под общ. ред. М.Н. Федорова. – М.: ИНФРА-М, 2005. – 124 с.

326. Насосы динамические. Методы испытаний (с изм. 1 и 2) : ГОСТ 6134-87. – Взамен ГОСТ 6134-71: утв. Госстандартом СССР 29.06.1987 : ввод. в действие с 01.07.1987. – М.: Издво стандартов, 1987.

327. Энергетические насосы : каталог / ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. – М.: Типография НИИМАШ, 1974. – 50 с.

328. Елин, Н.Н. Моделирование режимов эксплуатации насосных станций, оборудованиых центробежными насосами с разными характеристиками / Н.Н. Елин, В.Е. Мизонов, А.В. Цыплов [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2014. – №4. – С. 41-45.

329. Ухин, Б.В. Влияние изменения диаметра рабочего колеса центробежного грунтового насоса на его характеристику / Б.В. Ухин // Гидротехническое строительство, 2006. – №11. – С. 26-31.

330. Шерстюк, А.Н. Расчетная оценка характеристик центробежных погружных насосов / А.Н. Шерстюк, Ю.Н. Анникова, Т.А. Ермолаева [и др.] // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса, 2007. – №2. – С.28-30.

331. Шекун, Г.Д. Аппроксимация КПД-характеристик лопастных насосов / Г.Д. Шекун // Теплоэнергетика, 2007. – №11. – С. 37-41.

332. Багманов, А.А. Влияние изменения зазоров в уплотнениях рабочих колес на характеристики насоса типа ЦНС / А.А. Багманов, Е.А. Филин // Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов, 2003. – №62. – С. 145-156.

333. Стацшнов, Ю.П. К пересчету напорной характеристики центробежного насоса при изменении частоты вращения рабочих колес / Ю.П. Стацшнов, Д.А. Боченков // Горное оборудование и электромеханика, 2008. – №12. – С. 18-21.

334. **Вязунов, Е.В.** Характеристики центробежных насосов при переменной частоте вращения / Е.В. Вязунов // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья, 2007. – №6. – С. 17-20.

335. **Иванова, Г.М.** Теплотехнические измерения и приборы: учебник для вузов / Г.М. Иванова, Н.Д. Кузнецов, В.С. Чистяков. – М.: Изд-во МЭИ, 2005. – 458 с.

336. **Линевиг, Ф.** Измерение температур в технике: Справочник ; Пер. с нем. / Ф. Линевиг. – М.: Металлургия, 1980. – 358 с.

337. **Нормируемые** метрологические характеристики средств измерений : ГОСТ 8.009-84 : МКС 17.020. ОКСТУ 0008. Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 28 мая 1985 г. № 1503 дата введения установлена 01.01.86. Взамен ГОСТ 8.009-72. переиздание: октябрь 2003 г.

338. Результаты и характеристики погрешности измерений. Способы использования при испытаниях образцов продукции и контроле их параметров. Методические указания. Государственная система обеспечения единства измерений : МИ 1317-86. – Взамен ГОСТ 8.011-72: утв. Госстандартом СССР 16.04.1986 : ввод. в действие с 01.01.1987. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 29 с.

339. Дворкин, В.И. Метрология и обеспечение качества количественного химического анализа / В.И. Дворкин. – М.: Химия, 2001. – 264 с.

340. Унифицированные методы анализа вод / под ред. Ю.Ю. Лурье. – М.: Химия, 1971. – 376 с.

341. Вода. Общие требования к отбору проб : ГОСТ Р 51592-2000 : офиц. текст. : введ. 01.07.2001. – М.: Госстандарт России ; М.: ИПК Изд-во стандартов, 2000. – 32 с.

342. **Качество воды**. Отбор проб. Часть 1. Руководство по составлению программы отбора проб : ИСО 5667/1-82. офиц. текст. – М.: Ордена «Знак Почета» Изд-во стандартов, 1988. – 24 с.

343. **Качество воды**. Отбор проб. Часть 2. Руководство по методам отбора проб : ИСО 5667/2-83 : офиц. текст. – М.: Ордена «Знак Почета» Изд-во стандартов, 1987. – 16 с.

344. **Качество воды**. Отбор проб. Часть 3. Руководство по хранению и обработке проб : ИСО 5667/3-85 : офиц. текст. – М.: Ордена «Знак Почета» Изд-во стандартов, 1987. – 28 с.

345. Посуда мерная лабораторная стеклянная. Цилиндры, мензурки, колбы, пробирки. Технические условия : ГОСТ 1770-74 (ИСО 1042-83, ИСО 4788-80)офиц. текст. : введ. 01.01.1976. – М.: Стандартинформ, 2006. – 22 с.

346. Посуда лабораторная стеклянная. Бюретки. Часть 1. Общие требования : ГОСТ 29251-91 (ИСО 385-1-84) : офиц. текст. : введ. 01.01.1994. – М.: Стандартинформ, 2006. – 15 с.

347. Воды производственные тепловых электростанций. Метод определения щелочности: РД 34.37.523.7-88. – Взамен Инструкции по эксплуатационному анализу воды и пара на тепловых электростанциях (М.: СПО Союзтехэнерго, 1979) в части определения щелочности (раздел 2): ввод. в действие с 01.10.1989. – 6 с.

348. **Методика выполнения** измерений массовой концентрации растворенного кислорода в водах титриметрическим методом: РД 52.24.419-25 // Разр. ГХИ; Введ. в действие в 1995 г.

349. Количественный химический анализ вод. Методика выполнения измерений рН в водах потенциометрическим методом (ПНД Ф 14.1:2:3:4.121-97) (М.: Мин. Охраны окружиующей среды и природных ресурсов РФ, 1997).

350. **рН-метр** с блоком преобразовательным щитового исполнения и блоком датчиков БД-902: рН-метр МАРК-902 : технические условия ТУ 4215-024-39232169-2006.

351. Кондуктометр щитового исполнения с проточными датчиками проводимости ДП-025С и ДП-2С: Кондуктометр-солемер МАРК-602 : технические условия ТУ 4215-025-39232169-2006.

352. Воды производственные тепловых электростанций. Метод определения свободной угольной кислоты: ОСТ 34-70-953.21-91. – М., 1991.

353. **Прямые измерения** с многократными наблюдениями. Методы обработки результатов наблюдений : ГОСТ 8.207-76 : офиц. текст. : введ. 15.03.1976. – М.: Гос. комитет стандартов Совета Министров СССР ; М.: Изд-во стандартов, 1976. – 11 с.

354. **Измерения прямые** однократные. Оценивание погрешностей и неопределенности результатов измерений. Рекомендации по метрологии. Государственная система обеспечения единства измерений : Р 50.2.038-2004. – Взамен МИ 1552-86: утв. Федеральным агентством по техн. регулированию и метрологии 27.10.2004 : ввод. в действие с 01.01.05. – М.: Изд-во стандартов, 2005. – 15 с.

355. **Измерения косвенные**. Рекомендация. Государственная система обеспечения единства измерений. Определение результатов измерений и оценивание их погрешностей: МИ 2083-90: Ввод. в действие с 01.01.1992. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 11 с. 356. **Применение** «**Руководства** по выражению неопределенности измерений». Рекомендации по межгосударственной стандартизации. Государственная система обеспечения единства измерений : РГМ 43-2001: утв. Гос. комитетом Российской Федерации по стандартизации и метрологии 26.03.03 : ввод. в действие с 01.07.03. – М.: Изд-во стандартов, 2003. – 20 с.

357. Методики количественного химического анализа. Процедуры проверки приемлемости результатов анализа. Рекомендация. Государственная система обеспечения единства измерений: МИ 2881-2004: утв. ФГУП «УНИИМ» 20.06.04 : – Екатеринбург: ФГУП «УНИИМ», 2004. – 16 с.

358. **Показатели точности**, правильности, прецизионности методик количественного химического анализа. Методы оценки. Рекомендация. Государственная система обеспечения единства измерений: МИ 2336-2002. – Взамен МИ 2336-95: утв. ФГУП «УНИИМ» 24.10.02 : – Екатеринбург: ФГУП «УНИИМ», 2002. – 49 с.

359. **Показатели точности**, правильности, прецизионности методик количественного химического анализа. Методы оценки. Рекомендации по межгосударственной стандартизации. Государственная система обеспечения единства измерений: РГМ 61-2003: утв. Федеральным агентством по техн. регулированию и метрологии 27.10.04 : ввод. в действие с 01.01.05. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 41 с.

360. Внутренний контроль качества результатов количественного химического анализа. Рекомендация. Государственная система обеспечения единства измерений: МИ 2335-2003. – Взамен МИ 2335-95: утв. ФГУП «УНИИМ» 18.09.03 : – Екатеринбург: ФГУП «УНИИМ», 2003. – 80 с.

361. Точность (правильность и прецизионность) методов и результатов измерений : ГОСТ Р ИСО 5725-2002 : офиц. текст. В 6 ч. Ч. 1. Основные положения и определения: Р ИСО 5725-1-2002. – Введ. 23.04.02. – М.: Госстандарт России ; М.: Изд-во стандартов, 2002. – 23 с.

362. Точность (правильность и прецизионность) методов и результатов измерений : ГОСТ Р ИСО 5725-2002 : офиц. текст. В 6 ч. Ч. 2. Основной метод определения повторяемости и воспроизводимости стандартного метода измерений: Р ИСО 5725-2-2002. – Введ. 23.04.02. – М.: Госстандарт России ; М.: Изд-во стандартов, 2002. – 43 с.

363. **Точность** (правильность и прецизионность) методов и результатов измерений : ГОСТ Р ИСО 5725-2002 : офиц. текст. В 6 ч. Ч. 3. Промежуточные показатели прецизионности стандартного метода измерений: Р ИСО 5725-3-2002. – Введ. 23.04.02. – М.: Госстандарт России ; М.: Изд-во стандартов, 2002. – 29 с.

364. **Точность** (правильность и прецизионность) методов и результатов измерений : ГОСТ Р ИСО 5725-2002 : офиц. текст. В 6 ч. Ч. 4. Основные методы определения правильности стандартного метода измерений: Р ИСО 5725-4-2002. – Введ. 23.04.02. – М.: Госстандарт России ; М.: Изд-во стандартов, 2002. – 24 с.

365. Точность (правильность и прецизионность) методов и результатов измерений : ГОСТ Р ИСО 5725-2002 : офиц. текст. В 6 ч. Ч. 5. Альтернативные методы определения преци-

зионности стандартного метода измерений: Р ИСО 5725-5-2002. – Введ. 23.04.02. – М.: Госстандарт России ; М.: Изд-во стандартов, 2002. – 50 с.

366. **Точность** (правильность и прецизионность) методов и результатов измерений : ГОСТ Р ИСО 5725-2002 : офиц. текст. В 6 ч. Ч. 6. Использование значений точности на практике: Р ИСО 5725-6-2002. – Введ. 23.04.02. – М.: Госстандарт России ; М.: Изд-во стандартов, 2002. – 43 с.

367. Аксенов, А.А. Пакет прикладных программ Flow Vision / А.А. Аксенов, А.В. Гудзовский // М.: МФТИ., сер. Аэрофизика и прикладная математика, 1998. – С. 45–56.

368. FlowVision. Руководство пользователя, версия 3.08.03. – 2012 г.

369. **Кондранин, Т.В.** Применение пакетов прикладных программ при изучении курсов механики жидкости и газа: Учебное пособие / Т.В. Кондранин, Б.К.Ткаченко, М.В. Березникова [и др.]. – М.: МФТИ, 2005. – 104 с.

370. Алямовский А.А. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation / А.А. Алямовский. – М.: ДМК Пресс, 2010. – 464 с.

371. **Чигарев, А.В.** ANSYS для инженеров. Справочное пособие / А.В. Чигарев, А.С. Кравчук, А.Ф. Смалюк. – М.: Машиностроение, 2004. – 512 с.

372. Бендат, Дж. Прикладной анализ случайных данных / Дж. Бендат, А. Пирсол.; пер. с англ. д-ра физ.-мат. наук В.Е. Привальского, А.И. Кочубинского, под ред. акад. И.Н. Коваленко. – М.: Мир, 1989. – 540 с.

373. Heinhold I. Ingeniur statistic. – München; Wien: Springler Verlag, 1964. – 352 p.

374. **Дрейпер, Н.** Прикладной регрессионный анализ / Н. Дрейпер, Г. Смит. – В 2 кн. Кн. 1.; Пер. с англ. – М.: Финансы и статистика, 1986. – 366 с.

375. **Дрейпер, Н.** Прикладной регрессионный анализ / Н. Дрейпер, Г. Смит. – В 2 кн. Кн. 2.; Пер. с англ. – М.: Финансы и статистика, 1986. – 352 с.

376. **Бурдун, Г.**Д. Основы метрологии / Г.Д. Бурдун, Б.Н. Марков. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 120 с.

377. **Гмурман, В.Е.** Теория вероятностей и математическая статистика: Учеб. пособие для вузов / В.Е. Гмурман. – 9-е изд., стер. – М.: Высш. шк., 2003. – 479 с.

378. Шувалов, С И. Статистические методы обработки результатов измерений: Учеб. пособие / С. И. Шувалов. – Иваново: ИГЭУ, 2003. – 68 с.

379. **Боровков, А.А.** Математическая статистика: оценка параметров, проверка гипотез / А.А. Боровков. – М.: Наука, 1984. – 472 с.

380. **Новицкий**, **П.В.** Оценка погрешностей результатов измерений / П.В. Новицкий, И.А. Зограф. – Л: Энергоатомиздат, 1985. – 248 с.

381. **Осипова, В.А.** Экспериментальное исследование методов теплообмена / В.А. Осипова. – 3-е изд. – М.: Энергия, 1979. – 327 с.

382. Налимов В.В. Теория эксперимента / В.В. Налимов. – М.: Наука, 1971. – 340 с.

383. Сахаров, А.М. Тепловые испытания паровых турбин / А.М. Сахаров. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 238 с. 384. **Ухоботин**, **М.А.** Испытание паровых турбогенераторов / М.А. Ухоботин. – М.; Л.: Госэнергоиздат, 1952. – 96 с.

385. **Прейскурант** ОРГРЭС на экспериментально-наладочные работы и работы по совершенствованию технологии и эксплуатации электростанций и сетей / разраб. ОРГРЭС; соглас. ЦНИИЭУС 08.12.1992. – М.: ОРГРЭС, 1992.

386. Методика экспресс-оценки экономической эффективности энергосберегающих мероприятий на ТЭС: РД 153-34.1-09.321-2002: утв. Департаментом научно-технической политики и развития РАО «ЕЭС России» 11.06.02 : ввод. в действие с 01.03.03. – М.: РАО «ЕЭС России», «Фирма по наладке, совершенствованию технологии и эксплуатации электростанций и сетей ОРГРЭС», 2001. – 43 с.

ПУБЛИКАЦИИ АВТОРА ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ Монография и учебные пособия

387. Ледуховский, Г.В. Исследование технологических процессов атмосферной деаэрации воды / Г.В. Ледуховский, В.Н. Виноградов, С.Д. Горшенин, А.А. Коротков / под общ. ред. Г.В. Ледуховского; ФГБОУВО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина». – Иваново, 2016. – 420 с. ISBN 978-5-00062-172-1.

388. Ледуховский, Г.В. Конденсационные установки паровых турбин: схемы, конструкции, эксплуатация оборудования: Учеб. пособие / Г.В. Ледуховский, А.А. Поспелов, А.А. Коротков // ГОУВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина». – Иваново, 2010. – 152 с. ISBN 978-5-89482-691-2.

389. Ледуховский, Г.В. Расчет рабочих и энергетических характеристик центробежных насосов: Учеб. пособие / Г.В. Ледуховский, А.А. Поспелов, А.А. Борисов // ФГБОУВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина». – Иваново, 2013. – 116 с. ISBN 978-5-89482-945-6.

390. Ледуховский, Г.В. Энергетические характеристики оборудования ТЭС: Учеб. пособие / Г.В. Ледуховский, А.А. Поспелов // ФГБОУВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина». – Иваново, 2014. – 232 с. ISBN 978-5-89482-990-6.

391. Ледуховский, Г.В. Конденсационные установки паровых турбин: расчет энергетических характеристик: Учеб. пособие / Г.В. Ледуховский, А.А. Поспелов // / ФГБОУВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина». – Иваново, 2014. – 112 с. ISBN 978-5-89482-991-3.

392. Ледуховский, Г.В. Расчет и нормирование показателей тепловой экономичности оборудования ТЭС: Учеб. пособие / Г.В. Ледуховский, А.А. Поспелов // ФГБОУВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина». – Иваново, 2015. – 468 с. ISBN 978-5-00062-069-4.

393. Поспелов, А.А. Режимы работы и эксплуатация паротурбинных установок ТЭС: Учеб. пособие / А.А. Поспелов, **Г.В. Ледуховский**, П.Г. Михеев // ФГБОУВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина». – Иваново, 2016. – 376 с. ISBN 978-5-00062-153-0.
Научные статьи, опубликованные в изданиях по списку ВАК

394. Ледуховский, Г.В. Прикладной программный комплекс для проектирования, организации эксплуатационного контроля и наладки атмосферных деаэраторов / Г.В. Ледуховский, А.А. Коротков, А.Ю. Ненаездников // Вестник ИГЭУ, 2008, вып. 4. с. 20-23.

395. Барочкин, Е.В. Исследование эффективности деаэрации воды в баках атмосферных деаэраторов, оборудованных барботажным коллектором / Е.В. Барочкин, **Г.В. Ледуховский**, В.Н. Виноградов [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2009, вып. 2. с. 32-36.

396. Виноградов, В.Н. Деаэрационные испытания конденсатора турбины при повышенном содержании свободной углекислоты в остром паре / В.Н. Виноградов, **Г.В. Ледуховский**, А.Е. Барочкин [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2009, вып. 2. с. 37-39.

397. Мошкарин, А.В. Деаэрационная установка двойного назначения на основе центробежно-вихревых деаэраторов / А.В. Мошкарин, **Г.В. Ледуховский**, В.Н. Виноградов [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2009, вып. 4. с. 8-11.

398. Мошкарин, А.В. Экспериментальные исследования и моделирование технологических процессов атмосферной струйно-барботажной деаэрации воды / А.В. Мошкарин, В.Н. Виноградов, **Г.В. Ледуховский** [и др.] // Теплоэнергетика, 2010, № 8. с. 21-25.

399. Мошкарин, А.В. Проблемы моделирования процессов хемосорбции-десорбции углекислоты в тепломассообменных аппаратах энергетических установок / А.В. Мошкарин, В.Н. Виноградов, **Г.В. Ледуховский** [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2010, вып. 2. с. 15-18.

400. Мошкарин, А.В. Электронное учебное пособие «Атмосферные деаэрационные установки» / А.В. Мошкарин, **Г.В. Ледуховский**, А.А. Коротков [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2010, вып. 3. с. 27-29.

401. Ледуховский, Г.В. Экспериментальное определение сетки поправок к мощности турбины Tn-115/125-130-1тп УТМЗ на отклонение давления отработавшего пара в конденсаторе / Г.В. Ледуховский, А.А. Поспелов, М.Ю. Зорин [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2010, вып. 4. с. 4-9.

402. Ледуховский, Г.В. Испытания турбоагрегата Тп-115/125-130-1ТП ПО ТМЗ при работе в теплофикационном режиме с двухступенчатым подогревом сетевой воды / Г.В. Ледуховский, А.А. Поспелов, Н.С. Асташов [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2011, вып. 2. с. 3-10.

403. Ледуховский, Г.В. Разработка диаграммы режимов турбоагрегата Тп-115/125-130-1ТП ПО ТМЗ при работе в теплофикационном режиме с одноступенчатым подогревом сетевой воды по результатам тепловых испытаний / Г.В. Ледуховский, А.А. Поспелов, М.Ю. Зорин [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2011, вып. 3. с. 3-7.

404. Жуков, В.П. Оптимальная выработка и передача энергии в тепловых и электрических сетях / В.П. Жуков, Е.В. Барочкин, Д.А. Уланов, **Г.В. Ледуховский**, А.А. Зубанов // Теплоэнергетика, 2011, № 8. с. 8-12.

405. Ледуховский, Г.В. Результаты тепловых испытаний турбоагрегата Тп-115/125-130-1ТП ПО ТМЗ при работе в конденсационном режиме / Г.В. Ледуховский, А.А. Поспелов, Н.С. Асташов [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2011, вып. 4. с. 3-5. 406. Барочкин, А.Е. Моделирование тепломассопередачи в многофазной среде конденсатора турбины / А.Е. Барочкин, В.П. Жуков, А.Н. Беляков, **Г.В. Ледуховский** // Вестник ИГЭУ, 2012, вып. 1. с. 52-56.

407. Мошкарин, А.В. Разработка эмпирического обеспечения матричной модели нагрева и деаэрации воды в струйных отсеках атмосферных деаэраторов / А.В. Мошкарин, Е.В. Барочкин, В.П. Жуков, **Г.В. Ледуховский**, А.А. Коротков // Вестник ИГЭУ, 2012, вып. 2. с. 8-11.

408. Барочкин, Е.В. Особенности декарбонизации воды термическими струйнобарботажными деаэраторами атмосферного давления / Е.В. Барочкин, А.В. Мошкарин, В.Н. Виноградов, **Г.В. Ледуховский**, А.А. Коротков // Теплоэнергетика, 2012, № 7. с. 40-44.

409. Виноградов, В.Н. Совершенствование водно-химического режима ТЭЦ среднего давления / В.Н. Виноградов, И.А. Шатова, **Г.В. Ледуховский** [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2012, вып. 3. с. 5-10.

410. Барочкин, Е.В. Повышение эффективности работы ТЭЦ на основе оптимизации распределения сетевой воды между теплофикационными установками турбоагрегатов / Е.В. Барочкин, В.П. Жуков, А.А. Борисов, **Г.В. Ледуховский** // Энергетик, 2012, вып. 10. с. 13-15.

411. Барочкин, Е.В. Моделирование процесса деаэрации в барботажной ступени с учетом циркуляции потоков жидкости / Е.В. Барочкин, В.П. Жуков, А.Ю. Ненаездников, А.Н. Беляков, **Г.В. Ледуховский**, А.П. Зимин // Вестник ИГЭУ, 2012, вып. 6. с. 9-13.

412. Ледуховский, Г.В. Решение задачи регуляризации материальных потоков в сложных энергетических системах / Г.В. Ледуховский, В.П. Жуков, Е.В. Барочкин [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2013, вып. 2. с. 5-9.

413. Ледуховский, Г.В. Векторная регуляризация материальных потоков в энергетических системах сложной структуры / Г.В. Ледуховский, В.П. Жуков, Е.В. Барочкин [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2013, вып. 4. с. 5-11.

414. Ненаездников, А.Ю. Инкорпорация решения гидродинамической задачи в ячеечную модель деаэрации / А.Ю. Ненаездников, **Г.В.** Ледуховский, В.П. Жуков [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2013, вып. 4. с. 12-16.

415. Горшенин, С.Д. Разработка эмпирического обеспечения ячеечной модели деаэрации воды в деаэраторных баках с затопленным барботажным устройством / С.Д. Горшенин, А.Ю. Ненаездников, **Г.В. Ледуховский** [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2013, вып. 5. с. 9-13.

416. Ледуховский, Г.В. Задача многокритериальной регуляризации потоков энергии и теплоносителя в энергетических системах сложной структуры / Г.В. Ледуховский, В.П. Жуков, Е.В. Барочкин [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2013, вып. 6. с. 5-10.

417. Ледуховский, Г.В. Уточнение механизма процесса и константного обеспечения модели термического разложения гидрокарбонатов в атмосферных деаэраторах без парового барботажа в баке / Г.В. Ледуховский, С.Д. Горшенин, А.А. Коротков // Вестник ИГЭУ, 2014, вып. 3. с. 9-15.

418. Росляков, А.Н. Анализ процесса дегазации в центробежно-вихревых деаэраторах / А.Н. Росляков, **Г.В. Ледуховский**, В.П. Жуков [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2014, вып. 4. с. 11-16.

419. Беляков, А.Н. Термодинамический подход к моделированию и управлению совмещенными процессами тепломассообмена в центробежных деаэраторах / А.Н. Беляков, А.Н. Росляков, В.П. Жуков, **Г.В.** Ледуховский, Е.В. Барочкин // Известия ВУЗов. Серия «Экономика, финансы и управление производством», 2014, № 03(21). с. 103-109.

420. Ледуховский, Г.В. Реконструкция атмосферных струйных деаэраторов с применением кавитационных деаэрационных устройств «АВАКС» / Г.В. Ледуховский, В.Н. Виноградов, И.А. Шатова [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2014, вып. 6. с. 5-10.

421. Беляков, А.Н. Моделирование совмещенных тепломассообменных процессов в барботажной ступени центробежно-вихревых деаэраторов / А.Н. Беляков, А.Н. Росляков, В.П. Жуков, Г.В. Ледуховский, Е.В. Барочкин // Химическая промышленность сегодня, 2015, вып. 6. с. 32-41.

422. Ледуховский, Г.В. Влияние парового барботажа в баке атмосферных деаэраторов на кинетику процесса термического разложения гидрокарбонатов / Г.В. Ледуховский, С.Д. Горшенин, А.А. Коротков // Вестник ИГЭУ, 2015, вып. 3. с. 5-12.

423. Ледуховский, Г.В. Прогнозирование показателей эффективности декарбонизации воды термическими деаэраторами атмосферного давления без парового барботажа в деаэраторном баке / Г.В. Ледуховский, С.Д. Горшенин, В.Н. Виноградов [и др.] // Теплоэнергетика, 2015, № 7. с. 68-75.

424. Ледуховский, Г.В. Алгоритмы сведения материальных и энергетических балансов при расчетах технико-экономических показателей оборудования ТЭС на основе метода регуляризации некорректных задач / Г.В. Ледуховский, В.П. Жуков, Е.В. Барочкин [и др.] // Тепло-энергетика, 2015, № 8. с. 72-80.

425. Ледуховский, Г.В. Эмпирическое обеспечение математической модели деаэрации воды в центробежно-вихревых деаэраторах / Г.В. Ледуховский, А.Н. Росляков, В.Н. Виноградов [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2015, вып. 5. с. 5-10.

426. Росляков, А.Н. Комбинаторный подход к моделированию формирования межфазной поверхности в перегретой жидкости в центробежно-вихревых деаэраторах / А.Н. Росляков, В.П. Жуков, **Г.В. Ледуховский** [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2015, вып. 5. с. 64-69.

427. Ледуховский, Г.В. Экспериментальные исследования и моделирование процессов удаления из воды углекислоты в деаэраторах атмосферного давления / Г.В. Ледуховский // Вестник ИГЭУ, 2016, вып. 3. с. 5-13.

428. Барочкин, Ю.Е. Исследование начального эффекта при десорбции растворенного кислорода в деаэраторах перегретой воды / Ю.Е. Барочкин, В.П. Жуков, Г.В. Ледуховский [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2016, вып. 5. с. 5-10.

429. Ледуховский, Г.В. Регуляризация материальных газовых потоков в энергетических системах сложной структуры / Г.В. Ледуховский, В.П. Жуков, Е.В. Барочкин // Вестник ИГЭУ, 2016, вып. 6. с. 5-14.

430. Ледуховский, Г.В. Разработка и апробация метода идентификации математических моделей конденсаторов паровых турбин по малой выборке экспериментальных данных / Г.В. Ледуховский // Вестник ИГЭУ, 2017, вып. 1. с. 5-10.

431. Ледуховский, Г.В. Моделирование процессов удаления из воды угольной кислоты в деаэраторах атмосферного давления / Г.В. Ледуховский // Теплоэнергетика, 2017, № 2. с. 55-62.

432. Зимин, А.П. Разработка методики совместного сведения материальных и энергетических балансов по данным технического учета в системе расчета показателей тепловой экономичности оборудования ПГУ-ТЭС / А.П. Зимин, **Г.В. Ледуховский**, В.П. Жуков [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2017, вып. 2. с. 5-12.

433. Ледуховский, Г.В. Эмпирическое обеспечение ячеечных моделей тепломассообмена в системе «вода – водяной пар» и десорбции растворенного кислорода в элементах атмосферных деаэраторов / Г.В. Ледуховский, В.П. Жуков // Вестник ИГЭУ, 2017, вып. 3. с. 5-13.

434. Ледуховский, Г.В. Повышение эффективности технологических систем ТЭС с применением кавитационных деаэрационных устройств / Г.В. Ледуховский, Ю.Е. Барочкин, В.Н. Виноградов [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2018, вып. 1. с. 5-13.

Свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ

435. Барочкин, Е.В. Программа для ЭВМ: «ТЭС-Эксперт». Пароводяной баланс / Е.В. Барочкин, А.А. Борисов, **Г.В. Ледуховский**, А.А. Поспелов // Свид. о государств. регистр. программы для ЭВМ 2011611931 / зарегистр. в реестре программ для ЭВМ 02.03.11.

436. Ледуховский, Г.В. Программа для ЭВМ: Прикладной программный комплекс «Поверочный тепловой расчет и обработка результатов испытаний конденсаторов паровых турбин» / Г.В. Ледуховский, А.Е. Барочкин, В.Ю. Трифонов // Свид. о государств. регистр. программы для ЭВМ 2012611328 / зарегистр. в реестре программ для ЭВМ 01.02.12.

437. Барочкин, Е.В. Программа для ЭВМ: Прикладной программный комплекс «Технологический расчет атмосферных струйно-барботажных деаэраторов воды» / Е.В. Барочкин, **Г.В. Ледуховский**, А.А. Коротков // Свид. о государств. регистр. программы для ЭВМ 2012611329 / зарегистр. в реестре программ для ЭВМ 01.02.12.

438. Жуков, В.П. Программа для ЭВМ: «Расчет многопоточных атмосферных деаэраторов с барботажным устройством» / В.П. Жуков, Е.В. Барочкин, **Г.В. Ледуховский**, А.Ю. Ненаездников // Свид. о государств. регистр. программы для ЭВМ 2013615107 / зарегистр. в реестре программ для ЭВМ 28.05.13.

439. Барочкин, Е.В. Программа для ЭВМ: Программный комплекс «Декарбонизация» / Е.В. Барочкин, **Г.В. Ледуховский**, С.Д. Горшенин, А.А. Коротков, В.Н. Виноградов // Свид. о государств. регистр. программы для ЭВМ 2016615216 / зарегистр. в реестре программ для ЭВМ 18.05.16.

440. Барочкин, Е.В. Программа для ЭВМ: «Баланс» / Е.В. Барочкин, **Г.В. Ледуховский**, А.П. Зимин, А.А. Борисов, С.Д. Горшенин, В.П. Жуков // Свид. о государств. регистр. программы для ЭВМ 2017617102 / зарегистр. в реестре программ для ЭВМ 23.06.17.

Научные статьи, опубликованные в прочих журналах

441. Ледуховский, Г.В. О расчете рабочих характеристик центробежных насосов с частотным регулированием производительности / Г.В. Ледуховский, А.А. Поспелов // Новости теплоснабжения, 2013, вып. 10 (158). с. 38-41.

442. Ледуховский, Г.В. Методика прогнозирования значений рН воды, выработанной деаэраторами атмосферного давления / Г.В. Ледуховский, С.Д. Горшенин, В.Н. Виноградов [и др.] // Вестник ИГЭУ, 2015, вып. 6. с. 5-9. (на момент издания выпуска 6 за 2015 год журнал не входил в список BAK).

Статьи в сборниках научных трудов

443. Ледуховский, Г.В. Исследование и моделирование процессов тепломассообмена при струйно-капельном режиме работы струйных отсеков деаэраторов / Г.В. Ледуховский, В.Н. Виноградов, Е.В. Барочкин [и др.] // Повышение эффективности работы энергосистем: Тр. ИГЭУ. Вып. IX / Под ред. В.А. Шуина, М.Ш. Мисриханова, А.В. Мошкарина. – М.: Энергоатомиздат, 2009. – 572 с. С. 82-91.

444. Ледуховский, Г.В. Развитие модели барботажной деаэрации воды на непровальном дырчатом листе / Г.В. Ледуховский, М.Ю. Зорин, А.А. Коротков [и др.] // Повышение эффективности работы энергосистем: Тр. ИГЭУ. Вып. IX / Под ред. В.А. Шуина, М.Ш. Мисриханова, А.В. Мошкарина. – М.: Энергоатомиздат, 2009. – 572 с. С. 91-99.

445. Виноградов, В.Н. Режимные характеристики затопленного барботажного коллектора деаэраторного бака атмосферного деаэратора / В.Н. Виноградов, **Г.В. Ледуховский**, А.А. Коротков [и др.] // Повышение эффективности работы энергосистем: Тр. ИГЭУ. Вып. IX / Под ред. В.А. Шуина, М.Ш. Мисриханова, А.В. Мошкарина. – М.: Энергоатомиздат, 2009. – 572 с. С. 99-107.

446. Виноградов, В.Н. Двухцелевая деаэрационная установка на основе центробежновихревых деаэраторов Б.А. Зимина / В.Н. Виноградов, **Г.В. Ледуховский**, С.-Х.А. Магашов [и др.] // Повышение эффективности работы энергосистем: Тр. ИГЭУ. Вып. IX / Под ред. В.А. Шуина, М.Ш. Мисриханова, А.В. Мошкарина. – М.: Энергоатомиздат, 2009. – 572 с. С. 108-115.

447. Ледуховский, Г.В. Деаэрационные характеристики конденсаторов паровых турбин при повышенном содержании диоксида углерода в остром паре / Г.В. Ледуховский, В.Н. Виноградов, А.Е. Барочкин [и др.] // Повышение эффективности работы энергосистем: Тр. ИГЭУ. Вып. IX / Под ред. В.А. Шуина, М.Ш. Мисриханова, А.В. Мошкарина. – М.: Энергоатомиздат, 2009. – 572 с. С. 116-121.

Тезисы и полные тексты докладов конференций

448. Коротков, А.А. Моделирование процессов хемосорбции-десорбции углекислоты в атмосферных струйно-барботажных деаэраторах / А.А. Коротков, **Г.В. Ледуховский**, Е.В. Барочкин // IV-й междунар. молодежная научн. конф. «Тинчуринские чтения»: 22 – 24 апр. 2009 г. Материалы докл. / Под общ. ред. д-ра физ.-мат. наук, проф. Ю.Я. Петрушенко. В 4 т. Т 2. – Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2009 – 236 с. С. 123-124.

449. Ледуховский, Г.В. Деаэрационные характеристики конденсаторов паровых турбин / Г.В. Ледуховский // Состояние и перспективы развития электротехнологии // Междунар. науч. – техн. конф. «XV Бенардосовские чтения»: 27-29 мая 2009 г. Материалы конф. В 2 т. Т 1 / Под. ред. С.В. Тарарыкина, В.В. Тютикова, А.В. Мошкарина и др. – Иваново: ГОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2009. – 284 с. С. 168-169.

450. Коротков, А.А. Характеристики барьерного барботажного устройства аккумуляторного бака атмосферного деаэратора / А.А. Коротков, **Г.В. Ледуховский**, В.Н. Виноградов [и др.] // Состояние и перспективы развития электротехнологии // Междунар. науч. – техн. конф. «XV Бенардосовские чтения»: 27-29 мая 2009 г. Материалы конф. В 2 т. Т 1 / Под. ред. С.В. Тарарыкина, В.В. Тютикова, А.В. Мошкарина и др. – Иваново: ГОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2009. – 284 с. С. 169-170.

451. Коротков, А.А. Моделирование технологических процессов струйной деаэрации воды при атмосферном давлении / А.А. Коротков, А.Е. Барочкин, **Г.В. Ледуховский** [и др.] // Математические методы в технике и технологиях – ММТТ-22: сб. трудов XXII Междунар. науч. конф. В 10 т. Т. 9. Секция 3. – Псков, 2009. – С. 82-83.

452. Ледуховский, Г.В. Двухцелевая деаэрационная установка на основе центробежновихревых деаэраторов / Г.В. Ледуховский, В.Н. Виноградов, А.А. Коротков // Повышение эффективности энергетического оборудования // V Юбилейная всероссийская науч.-практ. конф.: 1-2 нояб. 2010 г. Материалы конф. / Под ред. А.В. Мошкарина. – Иваново: ГОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2010 – 372 с. С. 45-52.

453. Ледуховский, Г.В. Вакуумные испытания турбоагрегата Тп-115/125-130-1тп ПО ТМЗ / Г.В. Ледуховский, А.А. Поспелов, С.В. Добров // Состояние и перспективы развития электротехнологии // Междунар. науч. - техн. конф. «XVI Бенардосовские чтения»: 1-3 июня 2011 г. Материалы конф. В 2 т. Т 2 / Под. ред. С.В. Тарарыкина, В.В. Тютикова, А.В. Мошкарина и др. – Иваново: ГОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2011. – 344 с. С. 28-31.

454. Ледуховский, Г.В. Испытания турбоагрегата Тп-115/125-130-1тп ПО ТМЗ при работе в режиме «Т-2» / Г.В. Ледуховский, Н.С. Асташов, И.Б. Волков [и др.] // Состояние и перспективы развития электротехнологии // Междунар. науч. - техн. конф. «XVI Бенардосовские чтения»: 1-3 июня 2011 г. Материалы конф.. В 2 т. Т 2 / Под. ред. С.В. Тарарыкина, В.В. Тютикова, А.В. Мошкарина и др. – Иваново: ГОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2011. – 344 с. С. 32-34.

455. Коротков, А.А. Экспериментальные исследования процессов хемосорбциидесорбции диоксида углерода при термической деаэрации воды / А.А. Коротков, **Г.В. Ледуховский**, Е.В. Барочкин // Состояние и перспективы развития электротехнологии // Междунар. науч. - техн. конф. «XVI Бенардосовские чтения»: 1-3 июня 2011 г. Материалы конф. В 2 т. Т 2 / Под. ред. С.В. Тарарыкина, В.В. Тютикова, А.В. Мошкарина и др. – Иваново: ГОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2011. – 344 с. С. 54-57.

456. Барочкин, Е.В. Статика и кинетика декарбонизации воды деаэраторами атмосферного давления / Е.В. Барочкин, В.Н. Виноградов, **Г.В. Ледуховский** [и др.] // Повышение эффективности энергетического оборудования // VI Междунар. науч.-практ. конф.: 6-8 дек. 2011 г. Материалы конф. / Под ред. А.В. Мошкарина. – Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2011. – 376 с. С. 43-48.

457. Барочкин, Е.В. Оптимальное транспортирование тепловой и электрической энергии в сложных системах / Е.В. Барочкин, В.П. Жуков, **Г.В. Ледуховский** [и др.] // Математические методы в технике и технологиях – ММТТ-24: сб. трудов XXIV Междунар. науч. конф. Т. 8. – Саратов, 2011. – С. 96-97.

458. Колотовкин, Н.А. Организация оперативного контроля экономичности работы турбоагрегатов Печорской ГРЭС / Н.А. Колотовкин, **Г.В. Ледуховский** // Теплоэнергетика // Регион. науч.-технич. конф. студ., асп. и молодых ученых «Энергия-2012»: Материалы конф. В 7 т. Т.1, Ч.1. – Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2012. – 167 с. С. 38-40.

459. Зимин, А.П. Гарантийные тепловые испытания паровой турбины после модернизации системы регулирования / А.П. Зимин, **Г.В. Ледуховский** // Теплоэнергетика // Восьмая междунар. науч.-технич. конф. студ., асп. и молодых ученых «Энергия-2013»: Материалы конф. В 7 т. Т.1, Ч.1. – Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2013. – 252 с. С. 25-26.

460. Иванов, Х.В. Апробация новой методики расчета рабочих характеристик центробежных насосов с частотным регулированием производительности / Х.В. Иванов, А.В. Денисова, **Г.В. Ледуховский** // Теплоэнергетика // Восьмая междунар. науч.-технич. конф. студ., асп. и молодых ученых «Энергия-2013»: Материалы конф. В 7 т. Т.1, Ч.1. – Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2013. – 252 с. С. 34-37.

461. Коротков, А.А. Исследование процессов декарбонизации воды в баках атмосферных деаэраторов / А.А. Коротков, В.Н. Виноградов, **Г.В. Ледуховский** [и др.] // Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности : сб. науч. тр. Шестой Междунар. науч.технич. конф., г. Ульяновск, 21-22 апреля 2013 г. – Ульяновск: УлГТУ, 2013. – 428 с. С. 162-165.

462. Коротков, А.А. Экспериментальные исследования статики декарбонизации воды атмосферными деаэраторами / А.А. Коротков, **Г.В. Ледуховский**, В.Н. Виноградов [и др.] // Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности : сб. науч. тр. Шестой Междунар. науч.-технич. конф., г. Ульяновск, 21-22 апреля 2013 г. – Ульяновск: УлГТУ, 2013. – 428 с. С. 165-169.

463. Горшенин, С.Д. Идентификация формализованной матричной модели процессов тепломассообмена и деаэрации воды в струйных отсеках атмосферных деаэраторов / С.Д. Горшенин, **Г.В. Ледуховский** // Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности : сб. науч. тр. Шестой Междунар. науч.-технич. конф., г. Ульяновск, 21-22 апреля 2013 г. – Ульяновск: УлГТУ, 2013. – 428 с. С. 173-177.

464. Ледуховский, Г.В. Экспериментальная проверка новой методики расчета рабочих характеристик центробежных насосов с частотно-регулируемым приводом / Г.В. Ледуховский, М.Ю. Зорин, А.А. Поспелов // Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности : сб. науч. тр. Шестой Междунар. науч.-технич. конф., г. Ульяновск, 21-22 апреля 2013 г. – Ульяновск: УлГТУ, 2013. – 428 с. С. 263-266.

465. Горшенин, С.Д. Матричная модель струйного отсека атмосферного деаэратора и её эмпирическое обеспечение / С.Д. Горшенин, **Г.В. Ледуховский**, В.П. Жуков [и др.] // Математические методы в технике и технологиях – ММТТ-26: сб. трудов XXVI Междунар. науч. конф.: в 10 т. Т.7. Секция 14 / под общ. ред. А.А. Большакова. – Нижний Новгород: Нижегород. гос. техн. ун-т, 2013. С. 27-28. 466. Ледуховский, Г.В. Корректировка данных мониторинга материальных потоков в сложных энергетических системах / Г.В. Ледуховский, В.П. Жуков, Е.В. Барочкин [и др.] // Математические методы в технике и технологиях – ММТТ-26: сб. трудов XXVI Междунар. науч. конф.: в 10 т. Т.9 / под общ. ред. А.А. Большакова. – Нижний Новгород: Нижегород. гос. техн. ун-т, 2013. С. 375-377.

467. Ледуховский, Г.В. Регуляризация экспериментальных данных о расходах теплоносителя в энергетических системах / Г.В. Ледуховский, В.П. Жуков, Е.В. Барочкин // Состояние и перспективы развития электротехнологии // Междунар. науч. - техн. конф. «XVII Бенардосовские чтения»: 29-31 мая 2013 г. Материалы конф. Т.2 / Под. ред. С.В. Тарарыкина, В.В. Тютикова, В.А. Шуина и др. – Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2013. – 364 с. С. 36-37.

468. Ненаездников, А.Ю. Моделирование тепломассообмена в барботажных устройствах атмосферных деаэраторов / А.Ю. Ненаездников, Е.В. Барочкин, В.П. Жуков, **Г.В. Ледуховский** // Состояние и перспективы развития электротехнологии // Междунар. науч. - техн. конф. «XVII Бенардосовские чтения»: 29-31 мая 2013 г. Материалы конф. Т.2 / Под. ред. С.В. Тарарыкина, В.В. Тютикова, В.А. Шуина и др. – Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2013. – 364 с. С. 38-40.

469. Горшенин, С.Д. Разработка формализованной матричной модели струйных отсеков атмосферных деаэраторов / С.Д. Горшенин, А.А. Коротков, **Г.В. Ледуховский** [и др.] // Состояние и перспективы развития электротехнологии // Междунар. науч. - техн. конф. «XVII Бенардосовские чтения»: 29-31 мая 2013 г. Материалы конф. Т.2 / Под. ред. С.В. Тарарыкина, В.В. Тютикова, В.А. Шуина и др. – Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2013. – 364 с. С. 41-43.

470. Ледуховский, Г.В. Апробация уточненной методики расчета энергетических характеристик механизмов собственных нужд ТЭС с частотным регулированием производительности / Г.В. Ледуховский // Энергия инновации – 2012. Материалы отчетной конф. молодых ученых ИГЭУ, Иваново, 21-25 января 2013 г. Т.1. – Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2013. – 252 с. С. 62-78.

471. Ледуховский, Г.В. Регуляризация Тихонова при решении задачи сведения балансов в энергетических системах / Г.В. Ледуховский, В.П. Жуков, Е.В. Барочкин // Энерго- и ресурсосбережение в теплоэнергетике и социальной сфере: матер. Междунар. науч.-технич. конф. студ., асп., ученых, 22–26 апреля 2013 г. / под ред. Е.В. Торопова. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2013. –313 с. С. 194-195.

472. Горшенин, С.Д. Ячеечная модель струйного отсека термического деаэратора и её эмпирическое обеспечение / С.Д. Горшенин, **Г.В. Ледуховский**, В.П. Жуков // Энерго- и ресурсосбережение в теплоэнергетике и социальной сфере: матер. Междунар. науч.-технич. конф. студ., асп., ученых, 22–26 апреля 2013 г. / под ред. Е.В. Торопова. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2013. –313 с. С. 88-89.

473. Горшенин, С.Д. Расчет коэффициента массопередачи при десорбции растворенного кислорода в условиях барботажной деаэрации воды / С.Д. Горшенин, **Г.В. Ледуховский** // Теп-

лоэнергетика // Девятая междунар. науч.-технич. конф. студ., асп. и молодых ученых «Энергия-2014»: Материалы конф.. В 7 т. Т.1, Ч.1. – Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2014. – 230 с. С. 19-21.

474. Зимин, А.П. Алгоритм оценки достоверности результатов измерения расходов теплоносителей для программно-технических комплексов ТЭС / А.П. Зимин, **Г.В. Ледуховский**, В.П. Жуков // Теплоэнергетика // Девятая междунар. науч.-технич. конф. студ., асп. и молодых ученых «Энергия-2014»: Материалы конф.. В 7 т. Т.1, Ч.1. – Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2014. – 230 с. С. 22-25.

475. Ледуховский, Г.В. Уточнение механизма процесса термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторах / Г.В. Ледуховский, С.Д. Горшенин, А.А. Коротков // Математические методы в технике и технологиях – ММТТ-27: сб. трудов XXVII Междунар. науч. конф.: в 12 т. Т.2. Секция 3 / под общ. ред. А.А. Большакова. – Тамбов: Тамбовск. гос. техн. ун-т, 2014. – 164 с. С. 59-62.

476. Зимин, А.П. Процедура оценки достоверности результатов измерения расходов теплоносителей для программно-технических комплексов ТЭС / А.П. Зимин, **Г.В. Ледуховский**, В.П. Жуков [и др.] // Сб. матер. докл. Национального конгресса по энергетике, 8–12 сентября 2014 г.: в 5 т. Т. 2. – Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2014. – 496 с. С. 241-249.

477. Ледуховский, Г.В. Экспериментальное определение кинетических характеристик процесса термического разложения гидрокарбонатов в атмосферных деаэраторах с учетом гидродинамической обстановки в деаэраторном баке / Г.В. Ледуховский, С.Д. Горшенин, А.А. Коротков // Сб. матер. докл. Национального конгресса по энергетике, 8–12 сентября 2014 г.: в 5 т. Т. 2. – Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2014. – 496 с. С. 287-297.

478. Горшенин, С.Д. Кинетика термического разложения гидрокарбонатов в атмосферных деаэраторах / С.Д. Горшенин, А.А. Разинков, **Г.В. Ледуховский** // Интеллектуальные энергосистемы: Материалы II Междунар. молодёжн. форума. Томск 6-10 октября 2014 г. В 2 т. Т.2. – Томск: Национ. исследов. Томский политехн. ун-т, 2014. – 399 с. С. 95-98.

479. Росляков, А.Н. Оценка эффективности дегазации воды в центробежно-вихревом деаэраторе / А.Н. Росляков, Е.В. Барочкин, В.П. Жуков, **Г.В. Ледуховский** // Математические методы в технике и технологиях – ММТТ-27: сб. трудов XXVII Междунар. науч. конф.: в 12 т. Т.8 – Тамбов: Тамбовск. гос. техн. ун-т, 2014. – С. 26-28.

480. Горшенин, С.Д. О влиянии гидродинамической обстановки в деаэраторном баке на кинетику термического разложения гидрокарбонатов в атмосферных деаэраторах / С.Д. Горшенин, **Г.В. Ледуховский** // Проблемы теплоэнергетики: сб. науч. трудов XII Междунар. науч.-техн. конф. Вып. 3. – Саратов: Саратовский гос. техн. ун-т, 2014. – 424 с. С. 275-277.

481. Разинков, А.А. Вакуумно-атмосферная деаэрационная установка / А.А. Разинков, **Г.В. Ледуховский** // Проблемы теплоэнергетики: сб. науч. трудов XII Междунар. науч.-техн. конф. Вып. 3. – Саратов: Саратовский гос. техн. ун-т, 2014. – 424 с. С. 331-335.

482. Разинков, А.А. Характеристики вакуумно-атмосферной деаэрационной установки на базе деаэраторов «ДСА» и «АВАКС» / А.А. Разинков, А.Ю. Петухова, **Г.В. Ледуховский** // Ре-сурсоэнергосбережение и эколого-энергетическая безопасность промышленных городов: Пятая

Всероссийская науч.-практич. конф., г. Волжский, 23 – 26 сентября 2014 г. / Сб. материал. конф. – Волжский: Филиал МЭИ в г. Волжском, 2014. – 182 с. С. 132-137.

483. Горшенин, С.Д. Гидродинамическая обстановка в баке деаэратора и кинетика термического разложения гидрокарбонатов / С.Д. Горшенин, **Г.В. Ледуховский** // Теплоэнергетика // Десятая Междунар. науч.-технич. конф. студ., асп. и молодых ученых «Энергия-2015»: Материалы конф. В 7 т. Т.1 – Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2015. – 208 с. С. 28-29.

484. Зимин, А.П. Точность расчета показателей тепловой экономичности ТЭС в зависимости от способа сведения материальных балансов по данным первичного учета / А.П. Зимин, **Г.В. Ледуховский**, В.П. Жуков // Теплоэнергетика // Десятая Междунар. науч.-технич. конф. студ., асп. и молодых ученых «Энергия-2015»: Материалы конф. В 7 т. Т.1 – Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2015. – 208 с. С. 30-31.

485. Потапов, А.М. Алгоритм оценки эффективности применения гидромуфт на питательных насосах энергоблоков Печорской ГРЭС / А.М. Потапов, А.А. Разинков, **Г.В. Ледуховский** // Теплоэнергетика // Десятая Междунар. науч.-технич. конф. студ., асп. и молодых ученых «Энергия-2015»: Материалы конф. В 7 т. Т.1 – Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2015. – 208 с. С. 39-40.

486. Разинков, А.А. Вакуумно-атмосферная деаэрационная установка на базе деаэраторов «ДСА» и «АВАКС» / А.А. Разинков, А.Ю. Петухова, **Г.В. Ледуховский** // Теплоэнергетика // Десятая Междунар. науч.-технич. конф. студ., асп. и молодых ученых «Энергия-2015»: Материалы конф. В 7 т. Т.1 – Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2015. – 208 с. С. 41-42.

487. Ледуховский, Г.В. Эмпирическое обеспечение модели процесса термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторах без парового барботажа / Г.В. Ледуховский, С.Д. Горшенин, А.А. Коротков // Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии // Междунар. науч. - техн. конф. «XVIII Бенардосовские чтения»: 27-29 мая 2015 г. Материалы конф. Т 2 / Под. ред. С.В. Тарарыкина, В.В. Тютикова, В.А. Шуина и др. – Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2015. – 340 с. С. 22-25.

488. Ледуховский, Г.В. Разработка технологической схемы вакуумно-атмосферной деаэрационной установки с деаэраторами «ДСА» и «АВАКС» / Г.В. Ледуховский, А.А. Разинков // Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии // Междунар. науч. - техн. конф. «XVIII Бенардосовские чтения»: 27-29 мая 2015 г. Материалы конференции. Т 2 / Под. ред. С.В. Тарарыкина, В.В. Тютикова, В.А. Шуина и др. – Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2015. – 340 с. С. 26-29.

489. Росляков, А.Н. Моделирование совмещенных процессов тепломассообмена в центробежных деаэраторах / А.Н. Росляков, В.П. Жуков, **Г.В. Ледуховский** [и др.] // Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии // Междунар. науч. - техн. конф. «XVIII Бенардосовские чтения»: 27-29 мая 2015 г. Материалы конференции. Т 2 / Под. ред. С.В. Тарарыкина, В.В. Тютикова, В.А. Шуина и др. – Иваново: ФГБОУ ВПО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2015. – 340 с. С. 311-315. 490. Горшенин, С.Д. Моделирование процессов термического разложения гидрокарбонатов в деаэраторных баках с паровым барботажом / С.Д. Горшенин, **Г.В. Ледуховский** // Интеллектуальные энергосистемы: Материалы III Междунар. молодёжн. форума. Томск, 28 сентября -2 октября 2015 г. В 2 т. Т.2. – Томск: Национ. исследов. Томский политехн. ун-т, 2015. – 291 с. С. 96-100.

491. Росляков, А.Н. Разработка эмпирического обеспечения модели деаэрации воды в центробежно-вихревых деаэраторах / А.Н. Росляков, А.А. Разинков, **Г.В. Ледуховский** // Интеллектуальные энергосистемы: Материалы III Междунар. молодёжн. форума. Томск, 28 сентября - 2 октября 2015 г. В 2 т. Т.2. – Томск: Национ. исследов. Томский политехн. ун-т, 2015. – 291 с. С. 100-104.

492. Otwinowski, H. Macierzowy model odgazowywacza termicznego / H Otwinowski, V.P. Zhukov, **G.V. Leduchovskij** // XII Konferencja «Problemy badawcze energetyki cieplnej». Warszawa, 8-11 grudnia 2015. Materiały konferencyjne. Ksiazka Streszcen. – Instytut techniki cieplnej politechniki warszawskiej, 2015. p. 97.

493. Горшенин, С.Д. Прогнозирование pH воды за атмосферными деаэраторами / С.Д. Горшенин, **Г.В. Ледуховский** // Теплоэнергетика // Одиннадцатая междунар. науч.-технич. конф. студ., асп. и молодых ученых «Энергия-2016»: Материалы конф. В 6 т. Т.1. – Иваново: ФГБОУ ВО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2016. – 206 с. С 18-20.

494. Зимин, А.П. О методе сведения материального баланса при обработке опытных данных при испытаниях турбоустановки / А.П. Зимин, **Г.В. Ледуховский**, В.П. Жуков // Теплоэнергетика // Одиннадцатая междунар. науч.-технич. конф. студ., асп. и молодых ученых «Энергия-2016»: Материалы конф. В 6 т. Т.1. – Иваново: ФГБОУ ВО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2016. – 206 с. С 20-22.

495. Потапов, А.М. Разработка уточненной модели вакуумно-атмосферной деаэрационной установки на базе деаэраторов «ДСА» и «АВАКС» / А.М. Потапов, **Г.В. Ледуховский** // Теплоэнергетика // Одиннадцатая междунар. науч.-технич. конф. студ., асп. и молодых ученых «Энергия-2016»: Материалы конф. В 6 т. Т.1. – Иваново: ФГБОУ ВО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2016. – 206 с. С 34-36.

496. Ледуховский, Г.В. Методика расчета показателей эффективности удаления из воды угольной кислоты в атмосферных деаэраторах / Г.В. Ледуховский // Проблемы совершенствования топливно-энергетического комплекса: Материалы XIII Междунар. науч.-технич. конф. Вып. 8. Совершенствование энергетических систем и теплоэнергетических комплексов, Саратов, 01-03 ноября 2016 г. – Саратов: Саратовский научн. центр РАН, Саратовский гос. технич. ун-т им. Гагарина Ю.А., 2016. – 396 с. С. 162–166.

497. Ледуховский, Г.В. О расчете энергетических характеристик конденсаторов паровых турбин / Г.В. Ледуховский // Проблемы совершенствования топливно-энергетического комплекса: Материалы XIII Междунар. науч.-технич. конф. Вып. 8. Совершенствование энергетических систем и теплоэнергетических комплексов, Саратов, 01-03 ноября 2016 г. – Саратов: Саратовский научн. центр РАН, Саратовский гос. технич. ун-т им. Гагарина Ю.А., 2016. – 396 с. С. 166–170.

498. Барочкин, Ю.Е. Десорбция растворенного кислорода на основе начального эффекта: экспериментальные данные и подход к моделированию / Ю.Е. Барочкин, **Г.В. Ледуховский**, В.П. Жуков [и др.] // Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности : сб. науч. тр. Седьмой Междунар. науч.-технич. конф., г. Ульяновск, 21-22 апреля 2017 г. В 2 т. Т.2. – Ульяновск: УлГТУ, 2017. – 296 с. С. 151-155.

499. Ледуховский, Г.В. Моделирование газообмена в технологических системах турбоустановок с учетом некорректности исходной информации / Г.В. Ледуховский, А.П. Зимин, В.П. Жуков [и др.] // Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности : сб. науч. тр. Седьмой Междунар. науч.-технич. конф., г. Ульяновск, 21-22 апреля 2017 г. В 2 т. Т.1. – Ульяновск: УлГТУ, 2017. – 329 с. С. 218-223.

500. Барочкин, Ю.Е. Термодинамический подход к моделированию деаэрации перегретой жидкости / Ю.Е. Барочкин, А.М. Потапов, **Г.В. Ледуховский** [и др.] // Теплоэнергетика // Двенадцатая междунар. науч.-технич. конф. студ., асп. и молодых ученых «Энергия-2017»: Материалы конф. В 6 т. Т.1. – Иваново: ФГБОУ ВО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2017. – 260 с. С 34-35.

501. Ледуховский, Г.В. Эмпирическое обеспечение ячеечных моделей теплообмена и десорбции растворенного кислорода в элементах деаэраторов / Г.В. Ледуховский // Междунар. науч.-техн. конф. «XIX Бенардосовские чтения»: 31 мая-2 июня 2017 г. Материалы конф. В 3 т. Т 2 / Под. ред. С.В. Тарарыкина, В.В. Тютикова, В.А. Шуина и др. – Иваново: ФГБОУ ВО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2017. – 388 с. С. 51-53.

502. Барочкин, Ю.Е. Термодинамический подход к моделированию десорбции растворенного кислорода при попадании перегретой воды в зону пониженного давления / Ю.Е. Барочкин, **Г.В. Ледуховский**, В.П. Жуков [и др.] // Междунар. науч.-техн. конф. «XIX Бенардосовские чтения»: 31 мая-2 июня 2017 г. Материалы конф. В 3 т. Т 2 / Под. ред. С.В. Тарарыкина, В.В. Тютикова, В.А. Шуина и др. – Иваново: ФГБОУ ВО «Ивановский гос. энергетич. ун-т им. В.И. Ленина», 2017. – 388 с. С. 47-50.