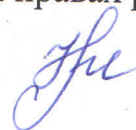


Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Ульяновский государственный технический университет»

На правах рукописи



Мингараева Екатерина Валерьевна

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ  
НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ДЕАЭРАЦИИ ВОДЫ НА ТЕПЛОВЫХ  
ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЯХ**

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

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук,  
профессор Шарапов В.И.

Ульяновск – 2018

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
ГЛАВА 1. АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ДЕАЭРАЦИИ ВОДЫ НА ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЯХ. ПОСТАНОВКА ЦЕЛИ И ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	
10	10
1.1. Конструкции аппаратов для деаэрации воды на ТЭЦ.....	10
1.2. Анализ влияния технологии деаэрации воды на энергетическую эффективность работы тепловых электрических станций .....	17
1.3. Существующие наиболее экономичные схемы деаэрации воды на тепловых электрических станциях .....	22
1.4. Постановка цели и задач исследования .....	24
1.5. Выводы по 1-ой главе .....	25
ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ДЕГАЗАЦИИ ПОДПИТОЧНОЙ ВОДЫ ТЕПЛОСЕТИ И ДОБАВОЧНОЙ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ КОТЛОВ ТЭЦ.....	
27	27
2.1. Разработка технологии низкотемпературной дегазации подпиточной воды теплосети.....	27
2.2. Разработка технологии низкотемпературной дегазации добавочной питательной воды котлов ТЭЦ .....	29
2.3. Разработка технологии охлаждения вспомогательных теплообменников теплофикационных турбоустановок добавочной питательной водой в режимах с малым пропуском пара в конденсатор .....	30
2.4. Разработка методов контроля герметичности вакуумных систем турбин.....	38
2.5. Выводы по 2-ой главе .....	42
ГЛАВА 3. ИССЛЕДОВАНИЕ МАССООБМЕННЫХ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕАЭРАТОРОВ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ В КАЧЕСТВЕ ДЕСОРБИРУЮЩЕЙ СРЕДЫ ПРИРОДНОГО ГАЗА .....	
43	43
3.1. Определение теоретически необходимого удельного расхода природного газа при низкотемпературной дегазации воды на ТЭЦ .....	43

3.2. Исследование гидродинамических характеристик при использовании в качестве десорбирующего агента природного газа .....	47
3.3. Выводы по 3-ей главе .....	52
ГЛАВА 4. АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ГАЗОВОЙ ДЕАЭРАЦИИ ПОДПИТОЧНОЙ ВОДЫ ТЕПЛОСЕТИ И ДОБАВОЧНОЙ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ КОТЛОВ ТЭЦ ПРИ РАБОТЕ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН В РЕЖИМАХ С МАЛЫМИ ПРОПУСКАМИ ПАРА В КОНДЕНСАТОР .....	
4.1. Анализ энергетической эффективности низкотемпературной газовой деаэрации подпиточной воды теплосети .....	53
4.2. Анализ энергетической эффективности дегазации добавочной питательной воды при использовании природного газа в качестве десорбирующего агента ....	60
4.3. Выводы по 4-ой главе .....	69
ГЛАВА 5. АНАЛИЗ ИНВЕСТИЦИОННОЙ ПРИВЛЕКАТЕЛЬНОСТИ И СФЕРЫ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕХНОЛОГИИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ДЕАЭРАЦИИ ВОДЫ.....	
5.1. Техничко-экономическая оценка применения технологии низкотемпературной деаэрации воды .....	71
5.2. Оценка сферы применения технологии низкотемпературной деаэрации воды.....	74
5.3. Выводы по 5-ой главе .....	78
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	79
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	81
ПРИЛОЖЕНИЕ .....	98

## **ВВЕДЕНИЕ**

### **Актуальность темы исследования**

Энергосбережение и повышение энергетической эффективности являются одними из важнейших задач в энергетике. Научная деятельность многих современных исследователей направлена на разработку новых энергосберегающих технологий, а также на повышение эффективности использования существующего оборудования на тепловых электрических станциях.

На энергетическую эффективность ТЭЦ существенное влияние оказывают технологии деаэрации воды. Качественная противокоррозионная обработка технологических потоков воды при минимально возможной температуре деаэрации приводит к повышению энергетической эффективности теплофикационных турбоустановок и, как следствие, повышению экономичности работы всей тепловой электрической станции. Именно этим обусловлен выбор темы исследования.

### **Степень разработанности темы исследования**

Исследованиями термической деаэрации воды и созданием новых конструкций деаэраторов в 50-80-е годы прошлого века занимались НПО ЦКТИ, УралВТИ. Кроме того, в те же годы фундаментальные исследования массообмена и гидродинамики в аппаратах, аналогичных деаэраторам, были проведены в области химической технологии. В настоящее время исследованиями термической деаэрации воды в атмосферных деаэраторах активно занимается научная школа Ивановского государственного энергетического университета. Наиболее значимые исследования работы деаэраторов на тепловых электростанциях в последние 40 лет выполнены в УлПИ-УлГТУ, где созданы высокоэкономичные схемы теплофикационных турбоустановок с термическими деаэраторами и доказано, что для повышения энергетической эффективности этих установок следует стремиться к проведению деаэрации воды при минимально возможной температуре теплоносителей.

**Цель работы** – повышение энергетической эффективности ТЭЦ за счет создания и научного обоснования новой технологии низкотемпературной деаэрации подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлов.

**Для достижения поставленной цели в работе решаются следующие задачи:**

1. Анализ влияния технологий деаэрации подпиточной воды и добавочной питательной воды на энергетическую эффективность ТЭЦ.
2. Анализ традиционных технологий деаэрации воды на ТЭЦ.
3. Разработка технологий низкотемпературной дегазации подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлов ТЭЦ.
4. Определение теоретически необходимого удельного расхода природного газа при низкотемпературной дегазации воды на ТЭЦ.
5. Исследование гидродинамических характеристик дегазаторов при использовании в качестве десорбирующей среды природного газа.
6. Исследование энергетической эффективности газовой деаэрации подпиточной воды теплосети на ТЭЦ.
7. Исследование энергетической эффективности низкотемпературной газовой деаэрации добавочной питательной воды котлов ТЭЦ при работе теплофикационных турбин в режимах с малыми пропусками пара в конденсатор.
8. Оценка технико-экономической эффективности и инвестиционной привлекательности проектов низкотемпературной газовой дегазации воды на ТЭЦ.
9. Оценка сферы применения технологии низкотемпературной газовой дегазации в теплоэнергетических установках.

**Научная новизна работы заключается в следующем:**

1. Разработана и научно обоснована принципиально новая технология низкотемпературной деаэрации подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлов тепловых электрических станций с использованием в качестве десорбирующей среды природного газа.

2. Определены значения теоретически необходимого удельного расхода природного газа при низкотемпературной дегазации воды на ТЭЦ.

3. Исследованы и определены гидродинамические характеристики деаэраторов при использовании в качестве десорбирующей среды природного газа, в результате чего доказано, что для газовой деаэрации воды могут применяться серийно выпускаемые струйно-барботажные деаэраторы.

4. Разработаны методики расчета энергетической эффективности работы тепловых электрических станций при низкотемпературной деаэрации технологических потоков воды природным газом.

Новизна созданных технических решений подтверждена 8 патентами на изобретения и 4 свидетельствами о государственной регистрации программ для ЭВМ.

### **Теоретическая и практическая значимость работы**

Полученные при теоретическом обосновании разработанной технологии научные результаты вносят вклад в развитие методов расчета массообмена и гидродинамики деаэраторов, методов расчета энергетической эффективности деаэрации воды и могут использоваться при реализации конкретных проектов низкотемпературной газовой деаэрации воды на ТЭЦ.

Выполненные разработки позволяют существенно повысить энергетическую эффективность турбоустановок благодаря понижению температуры деаэрированной подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлов электростанций, а так же за счет повышения на 4-5% КПД турбоустановок в чисто теплофикационных режимах при полностью загруженных отопительных отборах турбины, повысить надежность теплоэнергетических установок, где отсутствуют источники пара или перегретой воды. Часть результатов, связанных с повышением надежности теплофикационных турбоустановок, внедрена на Ульяновской ТЭЦ-1. Новая технология низкотемпературной противокоррозионной обработки подпиточной воды теплосети принята к использованию на Ульяновской ТЭЦ-1. Ее внедрение планируется при реализации проектов модернизации ТЭЦ.

**Методология и методы исследования:** теоретические методы исследования массообмена и гидродинамики в тепломассообменных аппаратах, основанные на классических законах физики и химии; теоретические методы исследования энергетической эффективности и технико-экономической эффективности разработанных решений; эвристические методы поиска новых технических решений. Разработка программных продуктов производилась с использованием языка программирования С# и среды разработки Microsoft Visual Studio.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Принципиально новая технология низкотемпературной деаэрации подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлов тепловых электрических станций с использованием в качестве десорбирующей среды природного газа.

2. Результаты научного обоснования возможности реализации низкотемпературной деаэрации воды при использовании в качестве десорбирующего агента природного газа на ТЭЦ, которое заключается в исследовании массообмена и гидродинамики в дегазаторах.

3. Результаты исследования энергетической эффективности деаэрации подпиточной воды теплосети природным газом.

4. Результаты исследования энергетической эффективности деаэрации добавочной питательной воды котлов природным газом в режимах работы теплофикационных турбоустановок с малыми пропусками пара в конденсатор.

**Достоверность и обоснованность результатов**

Достоверность результатов диссертации обеспечена применением многократно проверенных классических методов исследования массообмена и гидродинамики в тепломассообменных аппаратах, а также использованием широко апробированных основ расчета энергетической эффективности деаэрации на ТЭЦ, утвержденных в 1996 г. Департаментом науки и техники РАО «ЕЭС России».

### **Апробация работы**

Научные результаты диссертации представлены на XII Международной научно-технической конференции «Современные научно-технические проблемы теплоэнергетики. Пути решения» (2014 г., г. Саратов), в XX Школе-семинаре молодых ученых и специалистов «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках» (2015 г., г. Звенигород), на Международной конференции «IX семинар ВУЗов по теплофизике и энергетике» (2015 г., г. Казань), на VI Международной научно-технической конференции «Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции», (2015 г., г. Москва), на XV Минском международном форуме по тепло- и массообмену (2016 г., г. Минск), на XIII Международной научно-технической конференции «Совершенствование энергетических систем и теплоэнергетических комплексов», (2016 г., г. Саратов), на Международной конференции «Современные проблемы теплофизики и энергетике» (2017 г., г. Москва).

Все результаты диссертационной работы получены лично автором под научным руководством д.т.н., профессора В.И. Шарапова.

**Соответствие паспорту специальности.** Диссертация соответствует формуле паспорта специальности 05.14.14 – Тепловые электрические станции, их энергетические системы и агрегаты и областям исследования, указанным в паспорте научной специальности, а именно пунктам 2, 3, 5:

- исследование и математическое моделирование процессов, протекающих в агрегатах, системах и общем цикле тепловых электростанций;

- разработка, исследование, совершенствование действующих и освоение новых технологий производства электрической энергии и тепла, использования топлива, водных и химических режимов, способов снижения влияния работы тепловых электростанций на окружающую среду;

- повышение надежности и рабочего ресурса агрегатов, систем и тепловых электростанций в целом.

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 40 печатных работ, в том числе 12 статей в журналах из перечня ВАК, 4 статьи в журналах, входящих в



международную базу Scopus, 8 патентов на изобретения, 4 свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ, 12 полных текстов докладов.

### **Структура и объём работы**

Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы из 151 наименования. Общий объём работы составляет 117 страниц печатного текста, включая 29 рисунков, 2 таблицы.

# ГЛАВА 1. АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ДЕАЭРАЦИИ ВОДЫ НА ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЯХ. ПОСТАНОВКА ЦЕЛИ И ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

## 1.1. Конструкции аппаратов для деаэрации воды на ТЭЦ

Одной из актуальнейших проблем теплоэнергетики является защита оборудования, трубопроводов тепловых электрических станций и сетей теплоснабжения от коррозии. Причиной внутренней коррозии является присутствие в воде кислорода и диоксида углерода. Наиболее распространенным средством для противокоррозионной обработки воды на тепловых электростанциях и котельных установках в отечественной и зарубежной теплоэнергетике служит термическая деаэрация – десорбция растворенных газов при нагреве воды до температуры насыщения водяного пара [4, 88].

Термические деаэраторы – аппараты, предназначенные для удаления кислорода и диоксида углерода из питательной воды паровых котлов и подпиточной воды теплосети.

В соответствии с ГОСТ 16860-88 [22] выделяют следующие типы деаэраторов в зависимости от давления в корпусе:

- деаэраторы повышенного давления (ДП) с абсолютным рабочим давлением 0,6-1,0 МПа (6 -10 кгс/см<sup>2</sup>);
- деаэраторы атмосферного давления (ДА) с абсолютным рабочим давлением 0,11- 0,13 МПа (1,1-1,3 кгс/см<sup>2</sup>);
- деаэраторы вакуумные (ДВ) с абсолютным рабочим давлением 0,015 - 0,08 МПа (0,15 - 0,8 кгс/см<sup>2</sup>).

Каждый тип деаэраторов характеризуется своей номинальной производительностью. Например, для деаэраторов повышенного давления она изменяется от 225 до 2800 т/ч; для деаэраторов атмосферного давления – от 1 до 300 т/ч; для вакуумных деаэраторов – от 5 до 1200 т/ч.

Кроме того, деаэраторы могут классифицироваться по применяемому в них способу распределения воды в паре: пленочные, струйные, капельные; и пара в

воде – барботажные. При применении одного из видов распределения деаэратор относится к одноступенчатым, при применении одновременно двух видов – к двухступенчатым.

Деаэраторы повышенного давления служат для деаэрации общего потока питательной воды перед котлами. В настоящей работе не рассматриваются деаэраторы повышенного давления, поскольку работа связана прежде всего с деаэрацией подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлов ТЭЦ.

Развитие и совершенствование конструкций термических деаэраторов на тепловых электрических станциях происходило поэтапно.

До 60-х годов XX века на тепловых электрических станциях преимущественно применялись струйные деаэраторы, представляющие собой аппараты, в которых вода системой дырчатых тарелок разделяется на струи, стекающие каскадами сверху вниз. Перфорированные тарелки задерживают пребывание воды в деаэраторе. Навстречу струям воды движется пар. Характер обтекания паром струй приближается к поперечному. Расположение нескольких тарелок по высоте колонки увеличивает общее время пребывания воды в ней. На рис. 1 показана струйная колонка атмосферного давления.

Химически очищенная вода и конденсат по патрубкам 1 и 2 поступают в открытую камеру 3, где смешиваются и переливаются через порог 4 на первую тарелку 5, в которой расположена горловина для прохода выпара 6. Разбиваясь на струи системой дырчатых тарелок 7, 8, 9, 10, вода переливается в нижний отсек и сливается в бак-аккумулятор. Конденсат сетевых подогревателей с температурой выше температуры насыщения в деаэраторе по штуцерам 11 подводится на вторую тарелку 7. Греющий агент – пар подается в колонку по трубопроводу 12 и через коллектор 13, распределяясь по всему поперечному сечению колонки, омывает и подогревает обрабатываемую воду. Выпар отводится через штуцер 14.

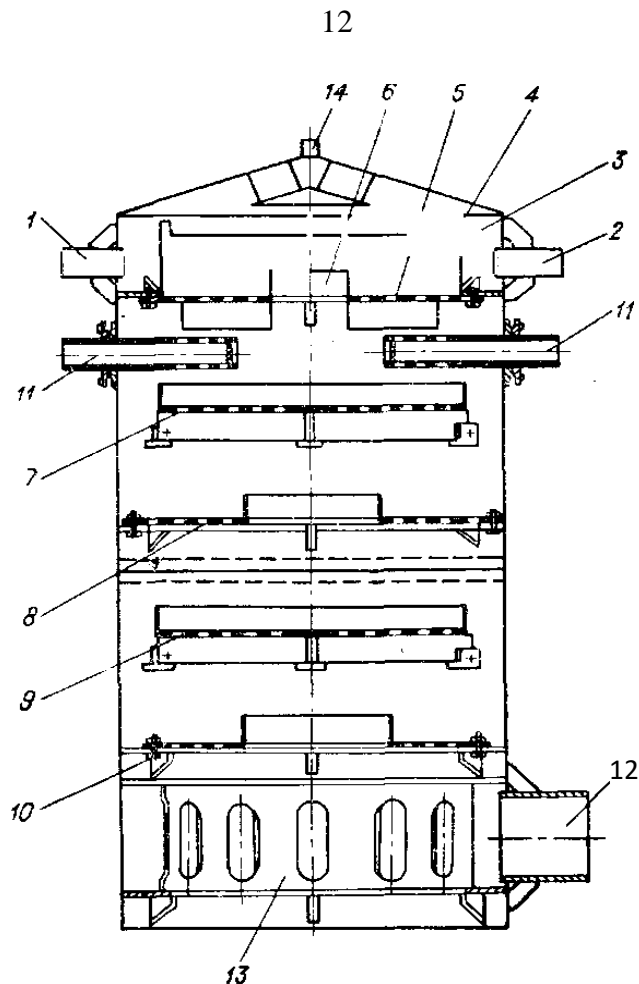


Рис. 1. Деаэрационная колонка струйного типа атмосферного давления (обозначения в тексте)

К основным недостаткам струйных деаэраторов атмосферного давления относятся следующие:

- большая общая высота деаэрационной установки, достигающая 8 м, повышенная металлоемкость и сложность внутренних устройств деаэратора;
- компоновка струйной колонки в центре бака-аккумулятора и подвод греющего пара непосредственно в нижнюю часть колонки не обеспечивают вентиляции парового объема бака;
- обилие фланцевых соединений на подводящих штуцерах резко увеличивают продолжительность и трудоемкость ремонтов;
- при номинальной нагрузке колонки допускают нагрев воды только на 10-15°C;
- эффективность деаэрации резко понижается как при небольших перегрузках (10-15% сверх номинальной), так и при нагрузках ниже 40%;
- низкая интенсивность десорбции газов при струйном дроблении воды;

- на эффективность работы деаэраторов сильно влияет величина добавки химически очищенной воды; при значительных добавках ее к деаэрированной воде появляются проскоки кислорода и диоксида углерода, а в колонке возникают гидравлические удары.

По этим причинам деаэраторы данного типа мало пригодны к установке на ТЭЦ и в промышленных котельных, работающих со значительными добавками воды при сильно меняющихся режимах.

Крупным шагом в развитии конструкций деаэраторов было в создании ЦКТИ струйно-барботажных деаэраторов для деаэрации подпиточной воды теплосети и деаэрации добавочной питательной воды на тепловых электростанциях.

На крупных теплоисточниках – ТЭЦ и котельных большой тепловой мощности для подпитки тепловой сети обычно используют струйно-барботажные вакуумные деаэраторы горизонтального типа производительностью 400 и 800 м<sup>3</sup>/ч конструкции ЦКТИ (рис. 2).

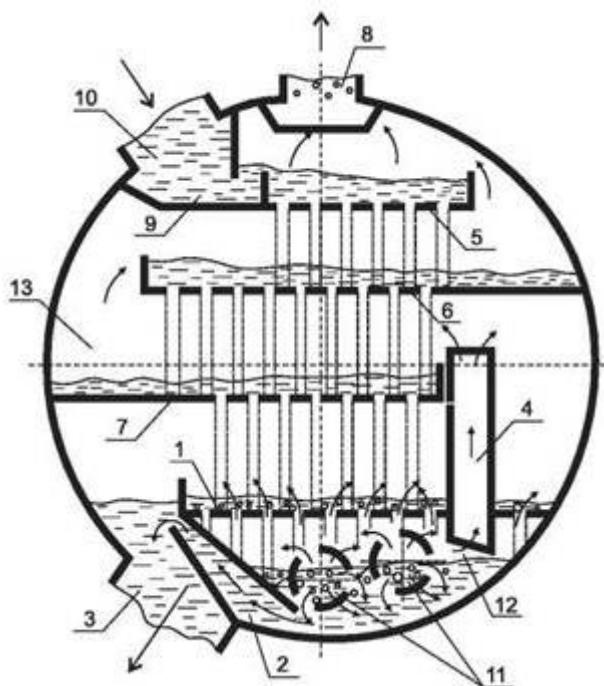


Рис. 2. Струйно-барботажный вакуумный деаэратор горизонтального типа: 1 – барботажный лист; 2 – канал для прохода неиспарившейся перегретой воды; 3 – отвод деаэрированной воды; 4 – пароперепускной короб; 5, 6, 7 – тарелки соответственно первая, вторая и третья; 8 – отвод выпара; 9 – распределительный коллектор; 10 – подвод исходной воды; 11 – подвод греющего агента; 12 – испарительный отсек; 13 – деаэрационный отсек

На котельных меньшей мощности часто используются струйно-барботажные вакуумные деаэратory вертикального типа производительностью от 5 до 300 м<sup>3</sup>/ч (рис. 3). Эти деаэратory выпускаются серийно, достаточно освоены в эксплуатации.

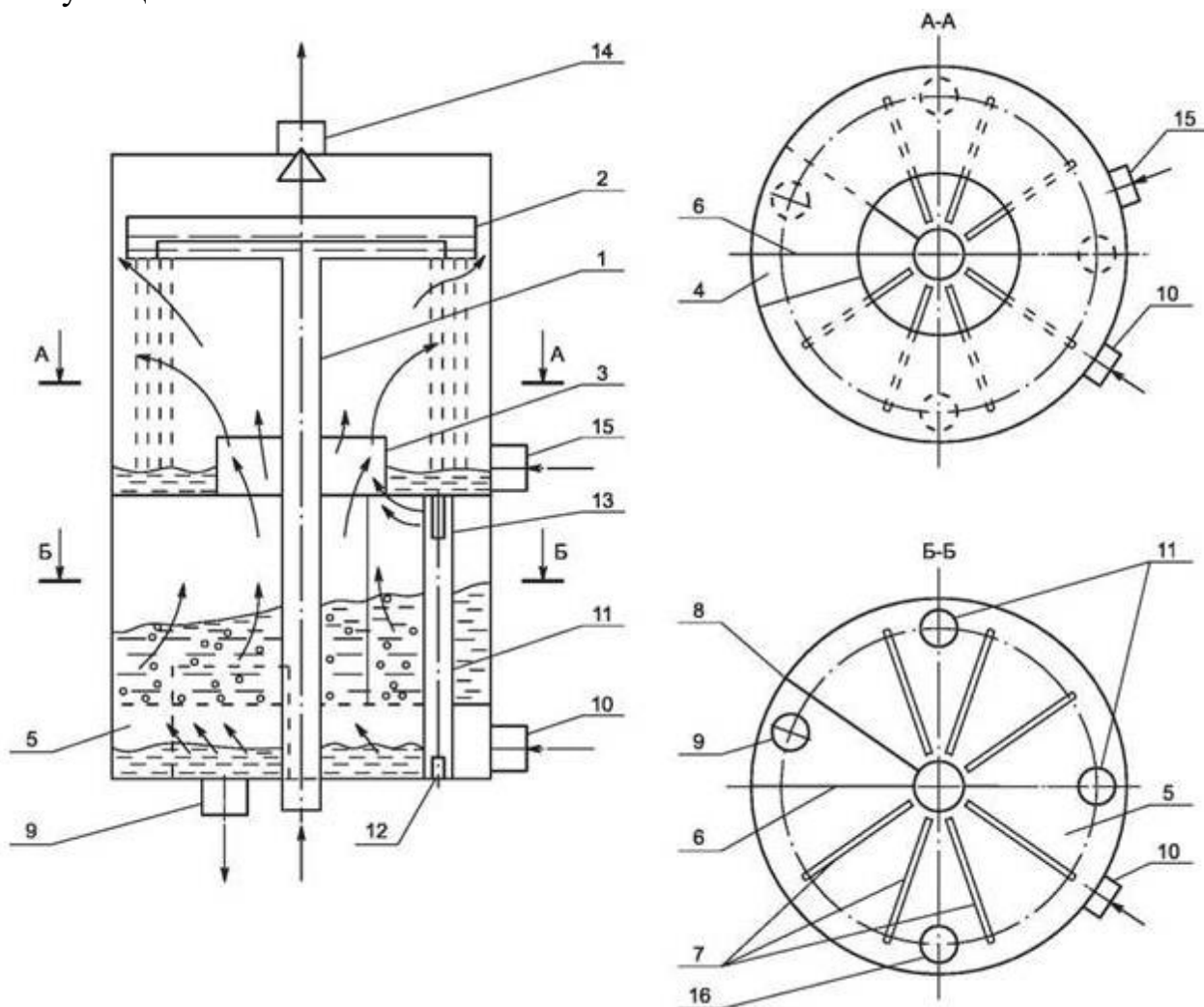


Рис. 3. Струйно-барботажный вакуумный деаэратор вертикального типа: 1 – отвод деаэрированной воды; 2 – барботажный лист; 3 – водосливной порог; 4 – коллектор; 5 – отвод выпара; 6 – верхняя тарелка; 7 – подвод исходной воды; 8 – перепускная тарелка; 9 – подвод конденсата; 10, 13 – отверстия для перепуска пара; 11 – перепускная труба; 12 – подвод греющей среды; 14 – водоперепускная труба; 15 – щели для прохода пара; 16 – вертикальная перегородка

В теплоэнергетических установках, работающих на закрытые системы теплоснабжения с малыми расходами подпиточной воды, при наличии источников пара применяют серийно выпускаемые атмосферные деаэратory с

барботажным листом, установленным в нижней части струйной деаэрационной колонки. Одним из лучших атмосферных аппаратов является деаэратор ДА-25 конструкции ЦКТИ (рис. 4).

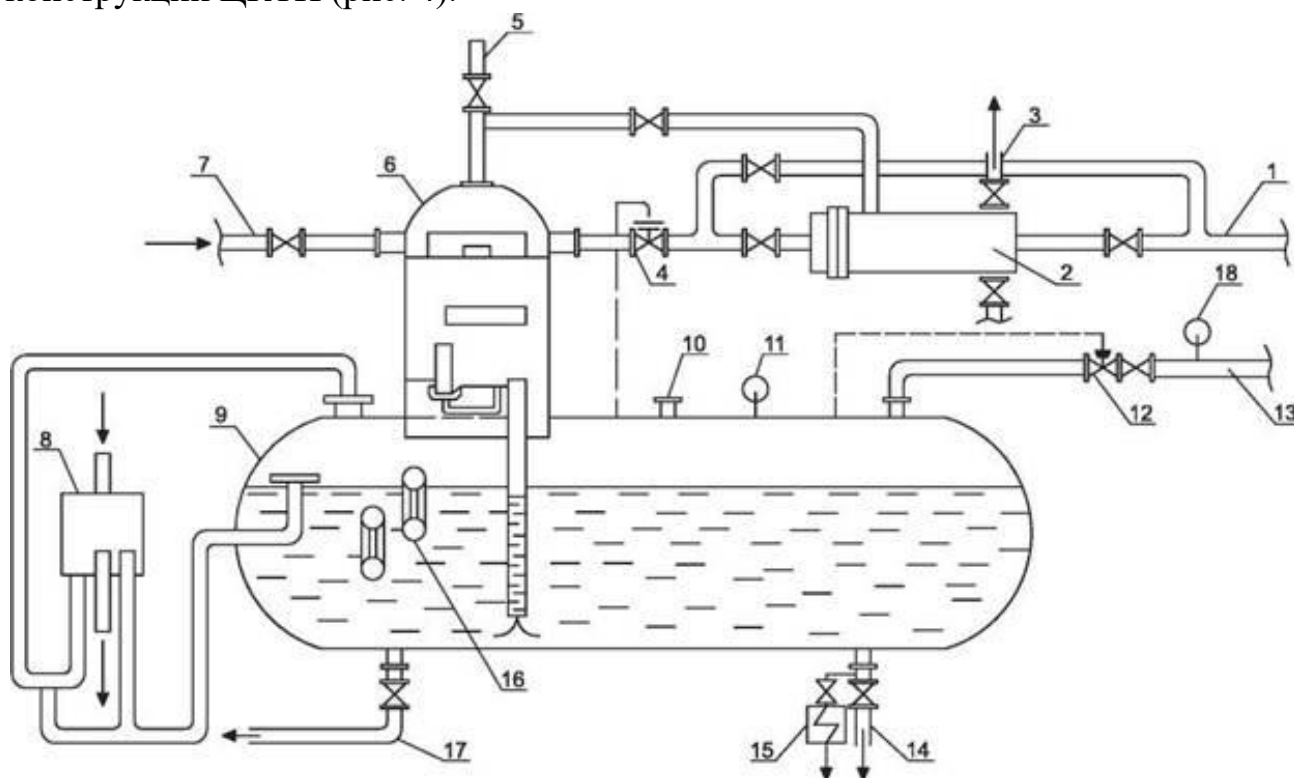


Рис. 4. Схема деаэрационной установки атмосферного давления (применительно к деаэрации питательной воды котельной): 1 – подвод химически очищенной воды; 2 – охладитель выпара; 3, 5 – выхлоп в атмосферу; 4 – клапан регулировки уровня; 6 – деаэрационная колонка; 7 – подвод основного конденсата; 8 – предохранительные устройства; 9 – деаэрационный бак; 10 – подвод горячих конденсатов; 11 – манометр; 12 – клапан регулировки давления; 13 – подвод греющего пара; 14 – отвод деаэрированной воды; 15 – охладитель пробы; 16 – указатель уровня; 17 – дренаж; 18 – мановакуумметр

О возможностях таких деаэраторов говорят результаты их экспериментального исследования, выполненные сотрудниками научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ (табл. 1) [105].

**Содержание растворенного кислорода в воде  
после атмосферного струйно-барботажного деаэрата**

Номер опыта	Температура химически очищенной воды, °С	Средняя величина нагрева потоков воды в деаэрате, °С	Удельный расход выпара, кг/т д.в	Остаточное содержание O <sub>2</sub> , мкг/дм <sup>3</sup>
1	51	42,2	1,33	9
2	53,5	41,6	1,23	8
3	55	41,1	0,06	10
4	56	40,9	2,27	9
5	37,7	46,9	1,7	5
6	38,3	47,1	1,58	5
7	36	56,8	0,78	8
8	43	46,1	0,26	8
9	45,5	50,2	0,2	5
10	35	51,3	0,9	2
11	35,7	48,3	0,12	10
12	35,8	50	0,91	3
13	33	53,2	0,35	7
14	40	46,3	3,97	8
15	66	36,6	6,95	<b>60</b>
16	87	29	2,26	<b>40</b>
17	75	33,9	0,5	<b>43</b>
18	35,7	49,8	0,9	4
19	45	45,3	0,23	3

Из табл. 1 следует, что даже при снижении удельных расходов выпара в 10-20 раз против установленных стандартом [22] величин обеспечивается весьма глубокое удаление кислорода (ниже 10 мкг/дм<sup>3</sup>).

В 90-е годы XX века и в начале XXI века весьма активно пытались утвердиться на отечественном рынке деаэраторов различные коммерческие организации, в частности «КВАРК», «АВАКС», «Фисоник», однако их аппараты по массообменной эффективности существенно уступают вакуумным и атмосферным деаэратам конструкции ЦКТИ [35, 91, 107, 117].



## **1.2. Анализ влияния технологии деаэрации воды на энергетическую эффективность работы тепловых электрических станций**

Анализ источников, касающихся деаэрации воды на тепловых электростанциях, показал, что в основном большинство исследователей уделяло внимание разработке аппаратов с наибольшей массообменной эффективностью [7-10, 12-21, 24, 25, 28, 29, 32-34, 36, 42, 45-52, 57-60, 78, 79, 92, 130-142, 148-151]. Массообменная эффективность, несомненно, является основной характеристикой работы деаэраторов. Однако практически никто из исследователей не уделял внимание энергетической эффективности деаэрации на ТЭЦ. Следует отметить, что способ деаэрации воды практически не оказывает влияния на энергетическую эффективность котельных установок, поскольку там теплота любого потенциала так или иначе возвращается в цикл котельной установки. Однако на ТЭЦ деаэраторы являются неотъемлемой частью процесса комбинированной выработки электрической и тепловой энергии, то есть их режим работы непосредственно влияет на энергетическую эффективность, в частности на выработку электроэнергии турбины на тепловом потреблении за счет отборов пара на подогрев теплоносителей до и после деаэраторов. Впервые эта тема была раскрыта сотрудниками научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» (НИЛ ТЭСУ) Ульяновского государственного технического университета.

Для оценки энергетической эффективности технологий подготовки воды в НИЛ ТЭСУ была разработана методика расчета энергетической эффективности новых и существующих технологий водоподготовки на ТЭЦ. Основы этой методики утверждены Департаментом науки и техники РАО «ЕЭС России».

Характерные признаки методики расчета энергетической эффективности технологий подготовки воды:

1. Показатели энергетической эффективности рассчитываются как удельные, на 1 т или м<sup>3</sup> обрабатываемой воды.

2. Сравнение энергетической эффективности различных технологий водоподготовки производится при одинаковом качестве обработки воды, достигаемом при их использовании.

3. Удельные показатели энергетической эффективности различных технологий водоподготовки рассчитываются при условии одинаковой величины нагрева воды в сравниваемых вариантах и, как правило, при одинаковых начальных температурах нагреваемых потоков [55].

4. При расчете удельных показателей энергетической эффективности различных технологий водоподготовки учитывается изменение мощности  $N_{\text{сн}}$ , затрачиваемой на собственные нужды электростанции (на привод насосов, перекачивающих потоки обрабатываемой воды или греющей среды подогревателей).

5. Показатели энергетической эффективности рассчитываются методом удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении за счет отборов пара на подогрев теплоносителей в тепловой схеме водоподготовки (УВЭТП).

6. При расчете показателей энергетической эффективности технологий водоподготовки, как правило, учитывается теплофикационная мощность, развиваемая турбиной за счет регенеративного подогрева конденсата пара, используемого для подогрева теплоносителей в водоподготовительной установке.

7. При расчете энергетической эффективности структурных и режимных изменений, связанных с изменением выработки электроэнергии на тепловом потреблении и соответствующим изменением энтальпий и расходов пара отборов, обязательен учет изменения расхода пара и топлива на котлах.

Опыт применения этой методики показал, что она позволяет объективно оценивать энергетическое совершенство традиционных и новых технологий водоподготовки на тепловых электрических станциях.

Рассмотрим, как можно оценить энергетическую эффективность при изменении тепловой схемы турбоустановок ТЭС с помощью метода УВЭТП.

Прежде всего, определяется электрическая мощность, развиваемая на тепловом потреблении за счет отборов пара на подогрев теплоносителей на  $i$ -м

участке тепловой схемы, где внесены усовершенствования, до и после структурных или режимных изменений (дополнительная теплофикационная мощность),  $N_{\text{тф}_i}$ , кВт:

$$N_{\text{тф}_i} = D_i (i_o - i_i) \eta_{\text{эм}}, \quad (1)$$

где  $D_i$  – расход пара, отпускаемого из отбора на подогрев теплоносителей, например, подпиточной или добавочной питательной воды, кг/с;  $i_o$  – энтальпия перегретого пара;  $i_i$  – энтальпия пара из  $i$ -го отбора;  $\eta_{\text{эм}}$  – электромеханический КПД турбогенератора.

Мощность  $N_{\text{тф}_i}$  обеспечивает комбинированную выработку электроэнергии на базе теплоты, отданной внешним потребителям. Кроме того, следует учитывать комбинированную выработку электроэнергии на базе внутреннего теплового потребления ТЭС, т.е. на базе регенеративного подогрева конденсата.

При определении мощности  $N_{\text{рег}_i}$ , которая вырабатывается паром регенеративных отборов, расходуемым на подогрев конденсата пара, отпускаемого из отбора на подогрев подпиточной, сетевой, добавочной питательной воды или другого теплоносителя, применяется понятие условного эквивалентного («эффективного») отбора, заменяющего все действительные регенеративные отборы, паром которых подогревается конденсат  $i$ -го отбора.

$N_{\text{рег}_i}$  определяется по формуле

$$N_{\text{рег}_i} = D_{\text{рег}_i} (i_o - i_p) \eta_{\text{эм}}, \quad (2)$$

где  $D_{\text{рег}_i}$  – расход пара условного эквивалентного отбора для регенеративного подогрева конденсата  $i$ -го отбора после подогрева потоков воды на  $i$ -м участке схемы, кг/с;  $i_p$  – энтальпия пара условного эквивалентного регенеративного отбора приближенно вычисляется по формуле (3)

$$i_p = 0,5(i_o + i_i). \quad (3)$$

Величина  $D_{\text{рег}_i}$  определяется из теплового баланса условного регенеративного подогревателя:

$$D_{\text{рег}_i} = D_i \left( \bar{t}_{\text{пв}} - \bar{t}_i^{\text{д}} \right) / \left( i_{\text{п}} - \bar{t}_{\text{пв}} \right), \quad (4)$$

где  $\bar{t}_{\text{пв}}$  – энтальпия питательной воды, кДж/кг;  $\bar{t}_i^{\text{д}}$  – энтальпия конденсата  $i$ -го отбора после подогрева потоков подпиточной воды (или другого теплоносителя) на  $i$ -м участке схемы, кДж/кг.

Изменение расходов пара отборов  $D_i$  и  $D_{\text{рег}_i}$  приводит к соответствующему изменению расхода пара, вырабатываемого котлами электростанции, и к изменению расхода топлива на котлы (при увеличении  $D_i$  и  $D_{\text{рег}_i}$  – к увеличению расхода топлива). Изменение расхода топлива на выработку дополнительных расходов пара отборов составит:

$$\Delta B_{\text{доп}} = \frac{\left( D_i + D_{\text{рег}_i} \right) \left( i_{\text{о}} - i_{\text{п.в}} \right)}{Q_{\text{у.т.}} \cdot \eta_{\text{к}}}, \quad (5)$$

где  $D_i + D_{\text{рег}_i}$  – суммарное изменение расходов пара отборов  $D_i$  и  $D_{\text{рег}_i}$  в новом режиме.

Во многих случаях структурные изменения тепловых схем ТЭС предполагают изменение мощности, затрачиваемой насосами на собственные нужды. Так, при определении энергетической эффективности технологий водоподготовки важно учитывать мощность, потребляемую насосами  $N_{\text{сн}}$ , кВт, в сравниваемых вариантах.

$$N_{\text{сн}} = \sum_{j=1}^n \frac{G_j \Delta p}{1000 \eta_{\text{н}}}, \quad (6)$$

где  $G_j$  – расход учитываемого потока, кг/с;  $\Delta p$  – давление, создаваемое насосом, кПа;  $\eta_{\text{н}}$  – КПД насоса.

Изменение годового расхода условного топлива на ТЭЦ при использовании новой технологии составит:

$$\Delta B = \left( (\Delta N_{\text{тф}} + \Delta N_{\text{рег}}) (b_{\text{э}}^{\text{к}} - b_{\text{э}}^{\text{т}}) \cdot 10^{-3} \pm \Delta B_{\text{доп}} \right) n_{\text{час}}, \quad (7)$$

где  $b_{\text{э}}^{\text{к}}$  – удельный расход условного топлива на конденсационную выработку электроэнергии;  $b_{\text{э}}^{\text{т}}$  – удельный расход условного топлива на теплофикационную выработку электроэнергии;  $n_{\text{час}}$  – число часов использования новой технологии.

Определить экономичность структурных и режимных изменений на ТЭЦ в денежном выражении, руб., можно как

$$\Delta \mathcal{E} = \Delta B \cdot C_{\text{т}}, \quad (8)$$

где  $C_{\text{т}}$  – цена условного топлива.

Для определения величины удельной выработки электроэнергии на  $1 \text{ м}^3$  воды при сравнении вариантов водоподготовительных установок с различной производительностью сумма значений  $\sum_{i=1}^n (N_{\text{тф}_i} + N_{\text{рег}_i})$ , а также  $N_{\text{сн}}$  относятся к расходу подготавливаемой воды  $G_{\text{п}}$ , что позволяет сравнивать водоподготовительные установки различной производительности.

$$v_{\text{тф}} = \left[ \sum_{i=1}^n (N_{\text{тф}_i} + N_{\text{рег}_i}) - N_{\text{сн}} \right] / G_{\text{п}}. \quad (9)$$

Экономия условного топлива  $\Delta B$ , т.у.т, определяется с помощью разности  $\Delta v_{\text{тф}}$ , (кВт·ч)/ $\text{м}^3$ :

$$\Delta B = \Delta v_{\text{тф}} (b_{\text{э}}^{\text{к}} - b_{\text{э}}^{\text{т}}) G_{\text{п}}^{\text{реж}} \cdot 10^{-3} \pm \Delta B_{\text{доп}}, \quad (10)$$

где  $G_{\text{п}}^{\text{реж}}$  – общий расход подготавливаемой воды в исследуемом режиме,  $\text{м}^3$ ;  $\Delta B_{\text{доп}}$  – изменение расхода топлива на котлах ТЭС за счет изменения расхода пара в отборах при использовании нового решения [118].

Из анализа представленного метода следует, что для повышения энергетической эффективности структурных изменений в схемах ТЭЦ необходимо, прежде всего, понижение энтальпии пара, используемого на подогрев теплоносителей до и после деаэрации. На основании этого вывода

сформулирована задача создания технологии дегазации с минимально низкой температурой теплоносителей.

### 1.3. Существующие наиболее экономичные схемы деаэрации воды на тепловых электрических станциях

В научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» Ульяновского государственного технического университета большое внимание уделяется проблемам водоподготовки на тепловых электрических станциях [53, 54, 62, 73, 74, 77, 94, 96, 104, 106, 110, 114, 121, 124, 127, 143]. В НИЛ ТЭСУ созданы максимально энергетически эффективные схемы для традиционных технологий деаэрации.

В качестве примера на рис. 5 и 6 приведены экономичные схемы теплофикационных турбоустановок с вакуумными деаэраторами [2, 1].

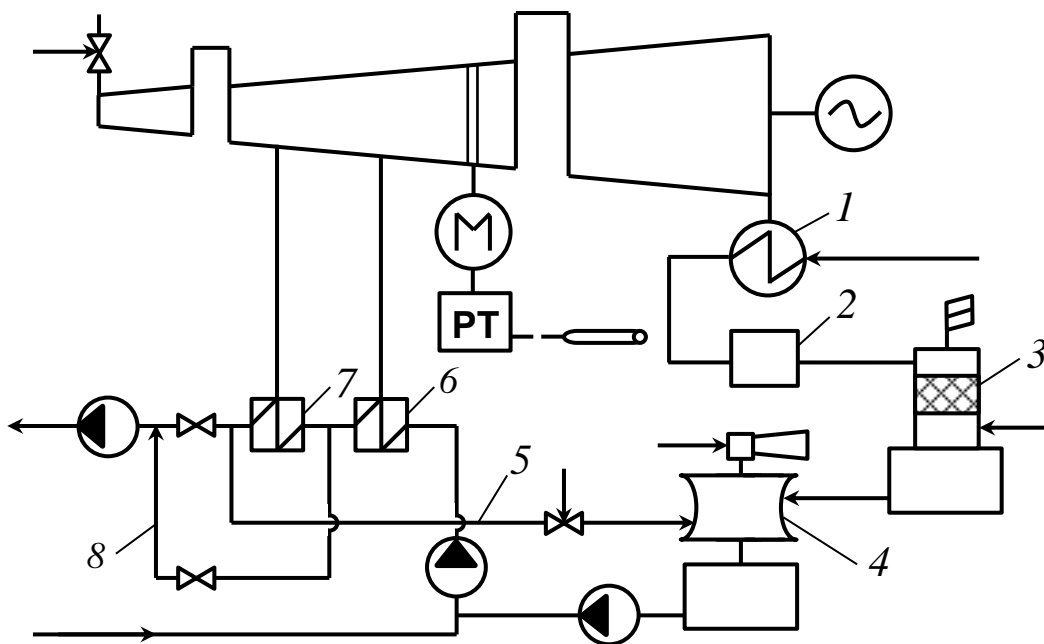


Рис. 5. Схема подогрева потоков подпиточной воды в теплофикационной турбоустановке [2]: 1 – встроенный пучок конденсатора; 2 – водоподготовительная установка; 3 – декарбонизатор; 4 – вакуумный деаэратор; 5 – трубопровод греющего агента; 6 и 7 – нижний и верхний сетевые подогреватели; 8 – байпас верхнего сетевого подогревателя

Особенностью схемы, представленной на рис. 5, является использование пара с низким потенциалом для подогрева теплоносителей перед вакуумными деаэраторами. Подогрев исходной воды осуществляется отработавшим паром турбины во встроенном пучке конденсатора, а подогрев греющего агента – в нижнем и верхнем сетевом подогревателях. В теплый период года сетевая вода подается в теплосеть через байпас верхнего сетевого подогревателя, поскольку температура сетевой воды в подающей магистрали должна быть ниже температуры греющего агента. В этом случае верхний сетевой подогреватель остается в работе только для подогрева греющей среды вакуумного деаэратора. Эта схема, в частности, более 30 лет успешно используется в теплофикационных турбоустановках Т-250-240 Южной ТЭЦ ОАО «ТГК-1».

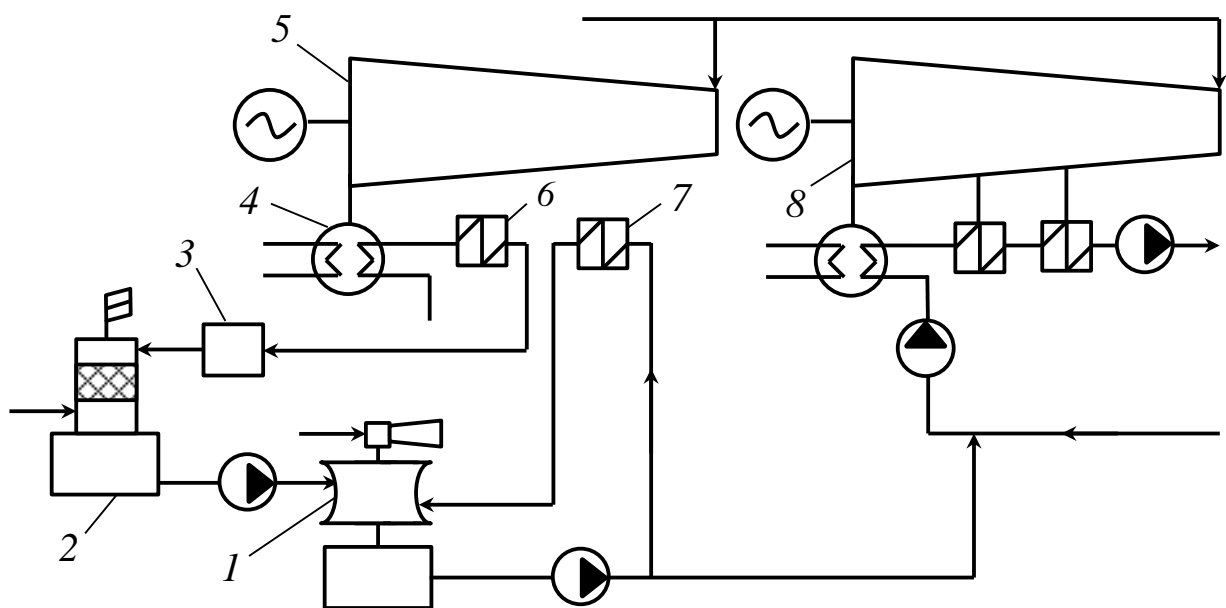


Рис. 6. Одна из наиболее экономичных схем деаэрации потоков подпиточной воды теплосети на ТЭЦ [1]: 1 – вакуумный деаэратор; 2 – декарбонизатор; 3 – узел умягчения; 4 – конденсатор; 5 – турбина, выделенная для подогрева теплоносителей водоподготовительной установки; 6, 7 – нижний и верхний сетевые подогреватели; 8 – турбина с сетевыми подогревателями, включенными в трубопровод сетевой воды

Схема, представленная на рис. 6, предусматривает выделение одной из турбин ТЭЦ только для покрытия тепловых нагрузок водоподготовки. Исходная вода последовательно подогревается в конденсаторе и нижнем сетевом подогревателе выделенной турбины, а греющий агент для вакуумной деаэрации нагревается в верхнем сетевом подогревателе. Поскольку тепловая нагрузка водоподготовительной установки не подвержена значительным сезонным колебаниям, обеспечивается постоянный экономичный режим работы турбоустановки в течение всего года. Освоение новой схемы на турбине ПТ-80/100-130/13 привело к увеличению электрической мощности, развиваемой турбиной на тепловом потреблении, на 5 МВт [121].

#### **1.4. Постановка цели и задач исследования**

Резервы повышения энергетической эффективности ТЭЦ за счет снижения температур теплоносителей, участвующих в деаэрации, в настоящее время не исчерпаны. Исходя из этого сформулирована цель, поставлены задачи диссертационной работы и построена схема решения проблемы (рис. 7).

Цель работы – повышение энергетической эффективности ТЭЦ за счет создания и научного обоснования новой технологии низкотемпературной деаэрации подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлов.

Для достижения поставленной цели в работе решаются следующие задачи:

1. Анализ влияния технологий деаэрации подпиточной воды и добавочной питательной воды на энергетическую эффективность ТЭЦ.
2. Анализ традиционных технологий деаэрации воды на ТЭЦ.
3. Разработка технологий низкотемпературной дегазации подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлов ТЭЦ.
4. Определение теоретически необходимого удельного расхода природного газа при низкотемпературной дегазации воды на ТЭЦ.
5. Исследование гидродинамических характеристик дегазаторов при использовании в качестве десорбирующей среды природного газа.



6. Исследование энергетической эффективности газовой деаэрации подпиточной воды теплосети на ТЭЦ.

7. Исследование энергетической эффективности низкотемпературной газовой деаэрации добавочной питательной воды котлов ТЭЦ при работе теплофикационных турбин в режимах с малыми пропусками пара в конденсатор.

8. Оценка технико-экономической эффективности и инвестиционной привлекательности проектов низкотемпературной газовой дегазации воды на ТЭЦ.

9. Оценка сферы применения технологии низкотемпературной газовой дегазации в теплоэнергетических установках.

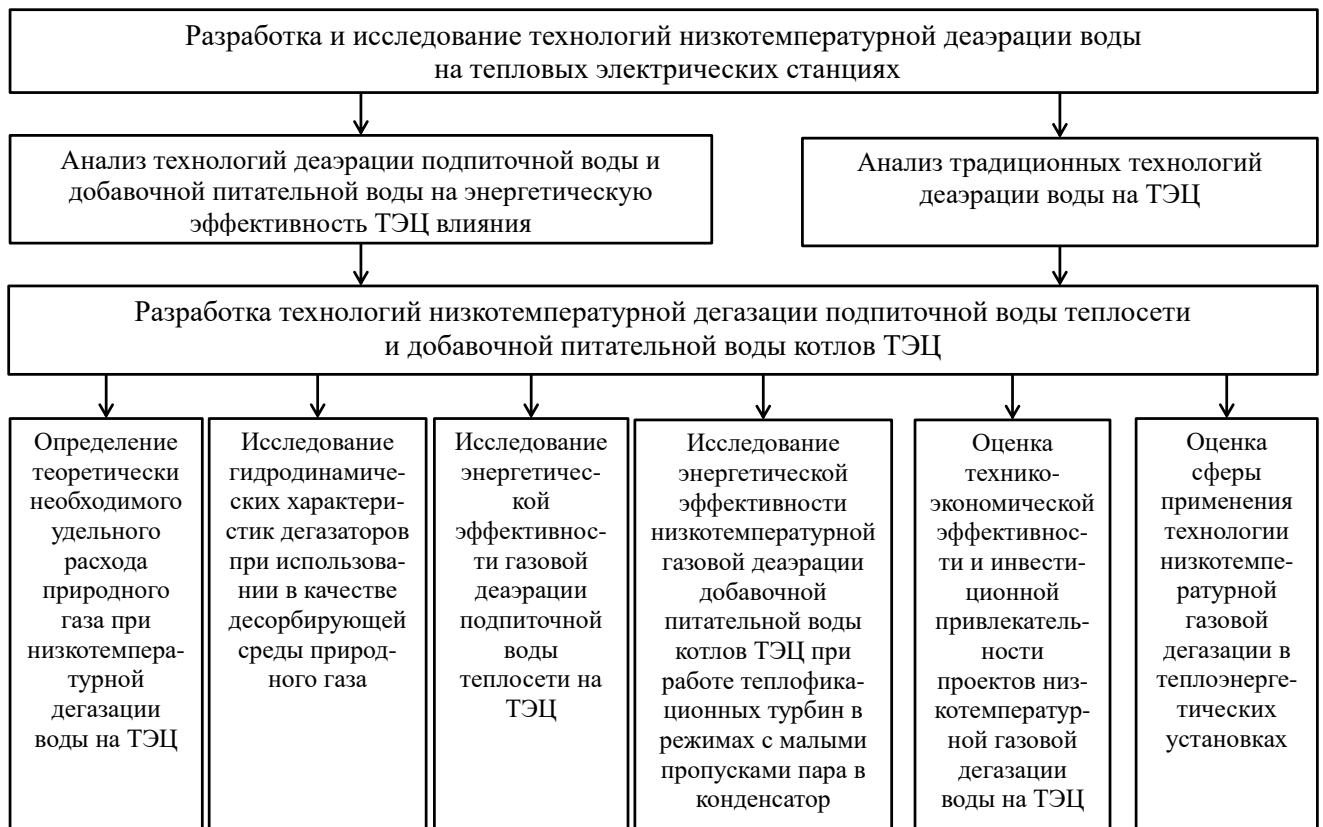


Рис. 7. Схема решения проблемы

### 1.5. Выводы по 1-ой главе

1. Из всех существующих конструкций деаэраторов наиболее эффективными являются деаэраторы струйно-барботажного типа.

2. Технологии дегазации оказывают существенное влияние на энергетическую эффективность работы ТЭЦ.

3. В настоящее время резервы повышения энергетической эффективности ТЭЦ за счет совершенствования технологий деаэрации не исчерпаны.

4. Для повышения энергетической эффективности ТЭЦ необходимо, прежде всего, понижение энтальпии пара, используемого на подогрев теплоносителей до и после деаэрации, т.е. разработка технологий низкотемпературной деаэрации воды.

5. Сформулированы цель и задачи диссертационной работы.

## **ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ДЕГАЗАЦИИ ПОДПИТОЧНОЙ ВОДЫ ТЕПЛОСЕТИ И ДОБАВОЧНОЙ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ КОТЛОВ ТЭЦ**

### **2.1. Разработка технологии низкотемпературной дегазации подпиточной воды теплосети**

Оптимальное использование низкотемпературных теплоносителей позволяет повысить экономичность электростанций за счет дополнительной выработки электрической энергии на тепловом потреблении и соответствующего снижения конденсатной мощности турбоустановок.

Как отмечалось ранее, для повышения энергетически эффективной выработки электроэнергии на тепловом потреблении за счет отборов пара на подогрев потоков деаэрируемой и деаэрированной воды деаэрацию воды следует проводить при минимально возможной температуре этих теплоносителей.

Особенно актуально это положение для открытых систем теплоснабжения с большими расходами подпиточной воды: чем ниже температура деаэрированной подпиточной воды, тем ниже температура обратной сетевой воды, с которой подпиточная вода смешивается, и тем ниже потенциал отопительных отборов пара теплофикационных турбин, которым подогревается сетевая вода. Величина же потенциала отборов пара непосредственно влияет на выработку электроэнергии на тепловом потреблении.

Для решения этой проблемы разработана и запатентована технология, позволяющая существенно понизить температуру деаэрированной подпиточной воды, а, следовательно, – и температуру обратной сетевой воды. Это достигается путем исключения затрат пара на деаэрацию и использования в качестве десорбирующего агента природного газа, поступающего в топку котлов ТЭЦ [70].

На рис. 8 представлена принципиальная схема тепловой электрической станции, работающей по предложенной технологии.

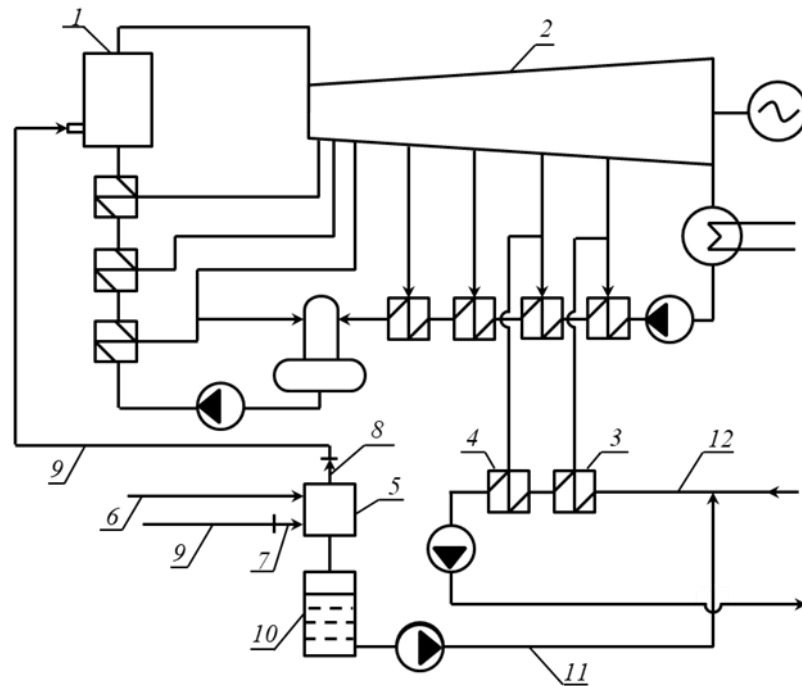


Рис. 8. Схема ТЭЦ с низкотемпературной деаэрацией подпиточной воды теплосети: 1 – паровой котел; 2 – теплофикационная турбина; 3, 4 – нижний и верхний сетевые подогреватели; 5 – деаэратор; 6 – трубопровод исходной воды; 7, 8 – патрубки подвода и отвода десорбирующего агента; 9 – газопровод, 10 – бак-аккумулятор; 11 – трубопровод подпиточной воды; 12 – обратный сетевой трубопровод

Главная особенность изображенной на рис. 8 схемы в том, что в качестве десорбирующего агента в деаэраторе используют не пар или перегретую воду, а газ, подаваемый в горелки котла. Природный газ после редуцирующих установок имеет весьма низкую, часто – отрицательную температуру. В то же время он практически не содержит коррозионно-агрессивных газов: кислорода и диоксида углерода, благодаря чему может успешно использоваться в качестве десорбирующего агента при деаэрации и декарбонизации воды. Благодаря этим факторам деаэрацию и декарбонизацию производят при относительно низких температурах (10-30°C).

Смешение холодной деаэрированной подпиточной воды с обратной сетевой водой приводит к существенному понижению температуры обратной сетевой воды перед нижним сетевым подогревателем, возрастанию выработки электроэнергии на тепловом потреблении и, как следствие, к повышению экономичности работы тепловой электрической станции [99].

## 2.2. Разработка технологии низкотемпературной дегазации добавочной питательной воды котлов ТЭЦ

Применение технологии низкотемпературной деаэрации природным газом для подготовки добавочной питательной воды котлов ТЭЦ иллюстрируется схемой, представленной на рис. 9.

Использование этой технологии приведет к понижению температуры основного конденсата после смешения с добавочной питательной водой. Это позволяет существенно увеличить выработку электроэнергии на тепловом потреблении за счет увеличения расхода пара и снижения энтальпии этого пара на подогреватели низкого давления.

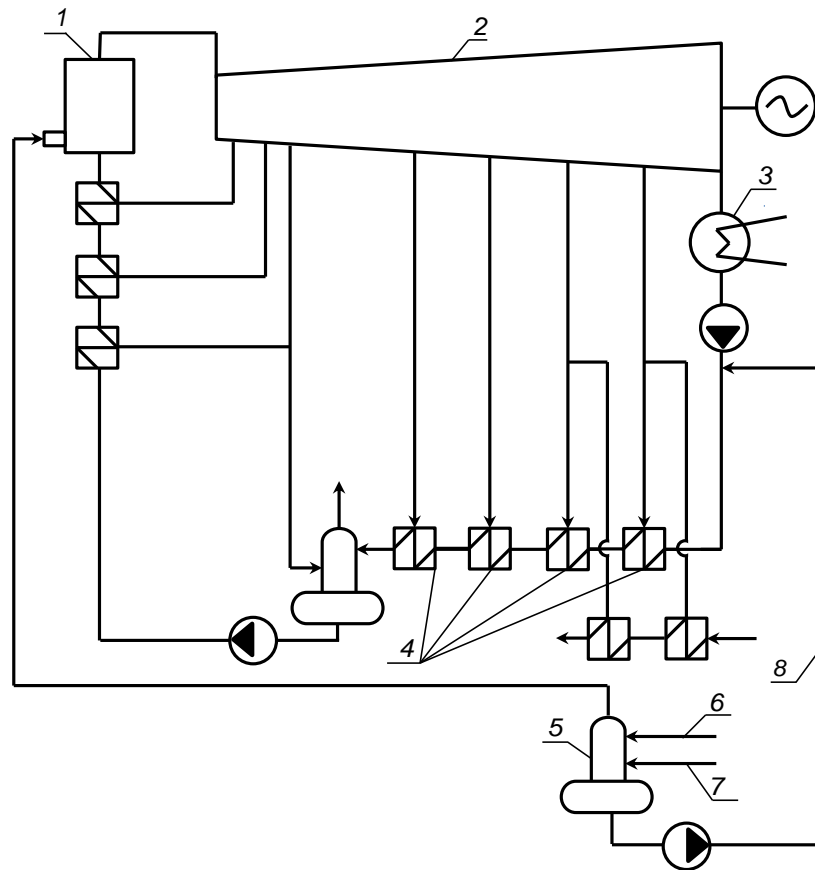


Рис. 9. Схема дегазации добавочной питательной воды природным газом: 1 – паровой котел; 2 – теплофикационная турбина; 3 – конденсатор; 4 – подогреватели низкого давления; 5 – деаэратор; 6 – трубопровод исходной воды; 7 – газопровод; 8 – трубопровод добавочной питательной воды

Данная технология может применяться в обычном режиме работы турбин, однако наибольший экономический эффект достигается при использовании технологии низкотемпературной деаэрации добавочной питательной воды природным газом в режимах работы теплофикационных турбин с минимальными пропусками пара в конденсатор [72].

### **2.3. Разработка технологии охлаждения вспомогательных теплообменников теплофикационных турбоустановок добавочной питательной водой в режимах с малым пропуском пара в конденсатор**

Эксплуатация теплофикационных турбин имеет ряд особенностей по сравнению с эксплуатацией чисто конденсационных турбин. Эти особенности связаны с конструктивными отличиями теплофикационных турбин и их установок, а также с режимами их работы, при которых нарушается пропорциональность нагрузок ЧВД, ЧСД и ЧНД расходу свежего пара; существенно меняются режимы работы отдельных ступеней; имеет место длительная работа ступеней ЧНД с малыми расходами пара.

В турбоустановках с чисто конденсационными турбинами существуют пропорциональная зависимость между расходом пара через турбину, количеством конденсата греющего пара в регенеративных подогревателях, перепадом давления между паровыми пространствами подогревателей и количеством конденсата, образующегося в конденсаторе и проходящего через подогреватели. Это позволяет осуществить надежно работающий каскадный слив конденсата греющего пара из одного подогревателя в другой.

В турбоустановках с теплофикационными турбинами, имеющими регулируемые отборы пара, такая закономерность отсутствует. В режимах с включенными регулируемыми отборами пара расход пара через послеотборные ступени снижается, хотя расход свежего пара в турбину, как правило, возрастает. Послеотборные ступени часто работают с небольшими расходами, когда перепад давления между подсоединенными к ним подогревателями становится

недостаточным для обеспечения надежного каскадного слива конденсата греющего пара из одного ПНД в другой.

Поэтому в теплофикационных турбоустановках применение каскадного слива ограничено и более широко, чем в турбоустановках с конденсационными турбинами, для откачки конденсата из ПНД применяются сливные насосы. При работе с регулируемыми отборами пара имеют место режимы, когда количество конденсата греющего пара в ПНД настолько мало, что откачка конденсата сливными насосами становится нецелесообразной и конденсат направляется в конденсатор.

Теплота, содержащаяся в паре, поступающем из концевых уплотнений турбины в сальниковый подогреватель и эжектор уплотнений, и теплота, содержащаяся в паровоздушной смеси, отсасываемой из конденсатора основными эжекторами, а также теплота рабочего пара эжекторов передается в аппаратах этих трех типов протекающему через их трубные системы основному конденсату, который затем идет в систему регенерации через клапан основного конденсата (рис. 10).

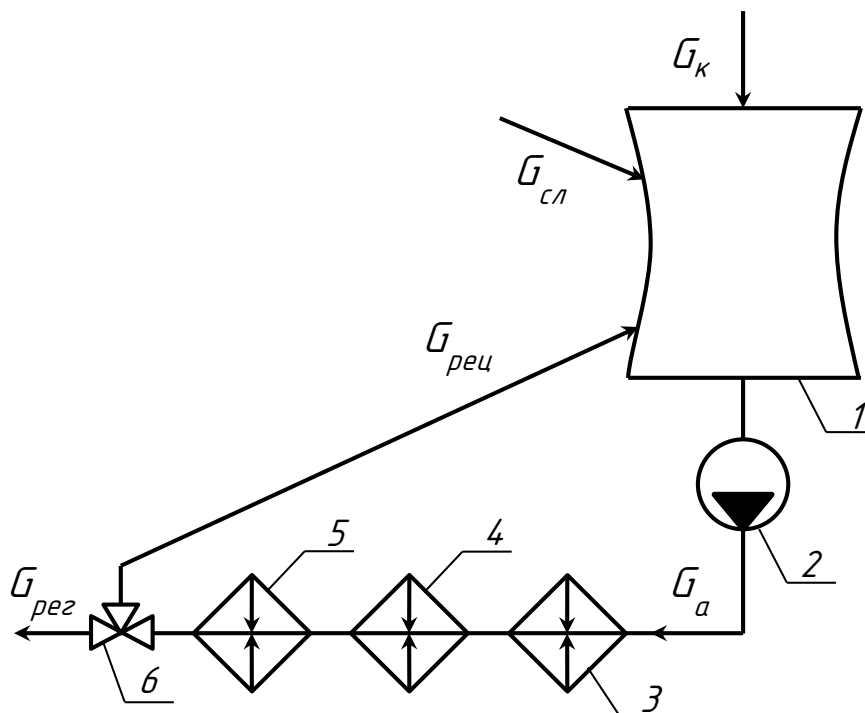


Рис. 10. Схема рециркуляции [30]: 1 - конденсатор; 2 – конденсатный насос; 3 – основной эжектор; 4 – эжектор уплотнений; 5 – сальниковый подогреватель; 6 – клапан рециркуляции

Конденсация пара будет происходить только при условии протекания через аппараты некоторого минимально необходимого количества основного конденсата, равного  $G_a$ . Однако во время пуска турбины, работы ее на холостом ходу и с малыми нагрузками, а также с большими теплофикационными отборами пара количество пара, поступающего в конденсатор, невелико и количество конденсата, идущего в систему регенерации, оказывается недостаточным для нормальной работы теплообменных аппаратов [30].

Для охлаждения пара в указанных режимах за аппаратами открывается клапан рециркуляции, через который начинает идти дополнительный поток основного конденсата  $G_{\text{рец}}$ , возвращающийся в конденсатор и образующий контур рециркуляции. Расход конденсата через аппараты становится равным сумме двух потоков:  $G_{\text{рец}}$  и  $G_{\text{рег}}$ , причем профиль клапанов основного конденсата и рециркуляции выполняется так, что при их совместном движении сумма протекающих через них потоков остается постоянной и равной  $G_a$  до момента полного закрытия клапана рециркуляции.

Поток рециркуляции уносит теплоту, полученную в этих аппаратах, в конденсатор, где она отдается циркуляционной воде и теряется.

Режимы, когда включается контур рециркуляции, у чисто конденсационных турбин непродолжительны, поэтому потеря теплоты у них также происходит кратковременно.

Иначе обстоит дело у теплофикационных турбин с регулируемыми отборами пара. При увеличении тепловой нагрузки расход пара в конденсатор уменьшается. Поскольку режимы с большими тепловыми нагрузками и малыми расходами пара в конденсатор для теплофикационных турбин являются основными, то потери теплоты с потоком рециркуляции, близкими к максимальному, будут происходить у них длительное время.

Расход рециркуляции должен быть по возможности меньшим, так как чем он больше, тем при меньших тепловых нагрузках начинает включаться контур рециркуляции и, следовательно, большее время будут происходить потери



теплоты (потери с рециркуляцией могут достигать 4 МВт для турбоустановки Т-100-120/130 [129]).

Режимы работы теплофикационных паровых турбин с полностью загруженными отопительными отборами и минимальными пропусками пара в конденсатор являются наиболее экономичными. Минимальный (вентиляционный) пропуск пара через часть низкого давления определяется конструкцией турбины.

В режимах работы турбины с малыми пропусками пара в конденсатор количество основного конденсата турбины становится недостаточным для охлаждения сальниковых подогревателей, охладителей эжекторов и уплотнений, включенных в линию основного конденсата. Для охлаждения этих аппаратов включается рециркуляция конденсата через них со сбросом его в конденсатор. Теплота нагретого конденсата, поступающего в конденсатор по линии рециркуляции, отдается циркуляционной воде и не используется в цикле электростанции. Эти потери теплоты с рециркуляцией сопоставимы с потерями от пропуска пара в конденсатор через часть низкого давления [30]. Режим работы теплофикационной турбоустановки с включенной рециркуляцией основного конденсата является базовым для ТЭЦ в отопительный период.

Существует ряд конструктивных решений, позволяющих снизить потери теплоты в конденсаторе.

Например, в статье [11] авторы предлагают оптимизировать работу системы регенерации теплофикационных турбоустановок в режимах с минимальными пропусками пара в конденсатор путем отключения одного из ПВД. Эффект от такого весьма спорного решения (по расчетам самих авторов) – это снижение КПД турбоустановки и увеличение КПД ТЭЦ, тем не менее это не решает проблему рециркуляции конденсата, кроме того данное решение применимо только в случае, когда конденсат охлаждается сетевой или подпиточной водой.

Рассмотрим некоторые технические решения, которые позволяют использовать теплоту, отводимую от охладителей эжекторов, уплотнений турбины и сальникового подогревателя.

В качестве традиционного принят один из теплофикационных режимов работы турбоустановки Т-100-130 с малыми пропусками пара в конденсатор и включенной рециркуляцией основного конденсата турбины через охладители основных эжекторов, уплотнений турбины и сальниковый подогреватель. В стандартном режиме добавочная питательная вода с расходом 65 т/ч после водоподготовительной установки подогревается в подогревателе исходной воды, на подогрев воды в котором расходуется пар 3-го регенеративного отбора. Далее вода деаэрируется в вакуумном деаэраторе, а затем направляется в тракт основного конденсата перед ПНД-2.

Наиболее эффективными являются решения по регенерации потоков теплоты от охладителей эжекторов, охладителя уплотнений турбины и сальникового подогревателя, предложенные А.Г. Шемпелевым [129], проф. В.В. Куличихиным [3, 41], а также сотружниками НИЛ «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ [113].

Схема, предложенная Шемпелевым А.Г., изображена на рисунке 11 [129].

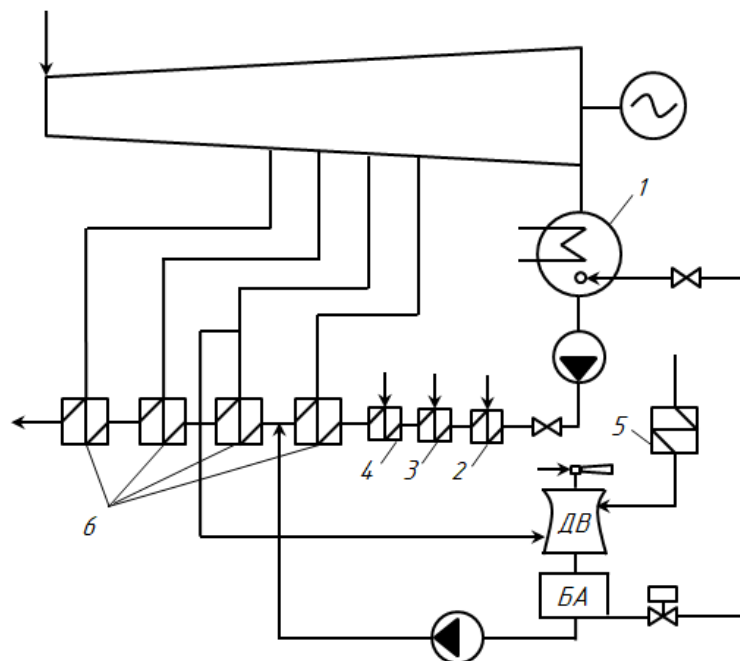


Рис. 11. Схема охлаждения вспомогательных теплообменников турбины, предложенная А.Г. Шемпелевым [129]: 1 – конденсатор; 2 – охладитель основного эжектора (ОЭ); 3 – охладитель пара уплотнений (ОУ); 4 – сальниковый подогреватель (СП); 5 – подогреватель исходной воды; 6 – подогреватели низкого давления; ДВ – вакуумный деаэратор; БА – бак-аккумулятор

Для охлаждения охладителей эжекторов, уплотнений турбины и сальникового подогревателя деаэрированную добавочную питательную воду подают в конденсатор под его трубный пучок. Эта технология позволяет исключить затраты электрической энергии на привод конденсатного насоса путем полного отключения рециркуляции основного конденсата через ОЭ, ОУ и СП, и использовать теплоту, полученную от охладителей, в цикле электростанции.

Профессором В.В. Куличихиным предложена схема, в которой рециркуляция основного конденсата осуществляется только через охладитель основных эжекторов (рис. 12) [3, 41]. В этой схеме постоянный расход основного конденсата на эжекторы обеспечивается через дополнительную линию рециркуляции в конденсатор, имеющую запорную задвижку и две ограничительные шайбы с обводными вентилями.

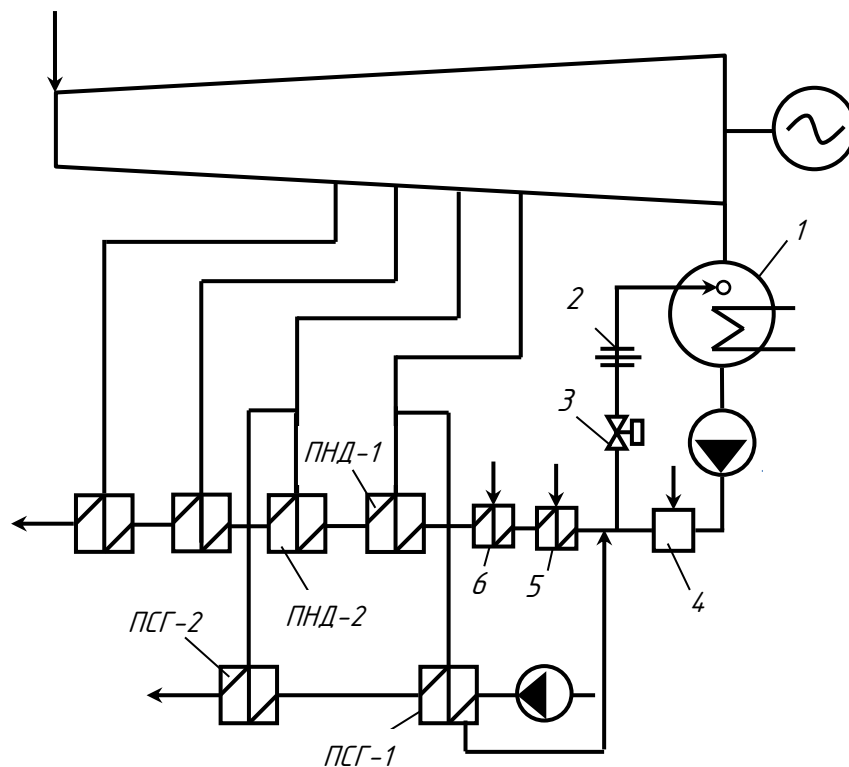


Рис. 12. Схема рециркуляции основного конденсата и охлаждения теплообменников системы регенерации низкого давления, предложенная В.В. Куличихиным [3, 41]: 1 – конденсатор; 2 – ограничительная шайба; 3 – запорная задвижка; 4 – охладитель основного эжектора; 5 – охладитель эжектора уплотнений; 6 – сальниковый подогреватель

Для эффективного охлаждения сальникового подогревателя и охладителя эжектора уплотнений используют конденсат греющего пара нижнего сетевого подогревателя. После этих теплообменников конденсат подают в систему регенерации низкого давления на вход ПНД-1. Полученную таким образом теплоту сохраняют в тепловом цикле тепловой электрической станции [3, 41].

Сотрудниками научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ так же предложен способ эффективного охлаждения охладителя основного эжектора, охладителя эжектора уплотнений, сальникового подогревателя. Для охлаждения ОЭ, ОУ и СП предлагается использовать исходную воду, подаваемую в вакуумный деаэратор добавочной питательной воды (рис. 13).

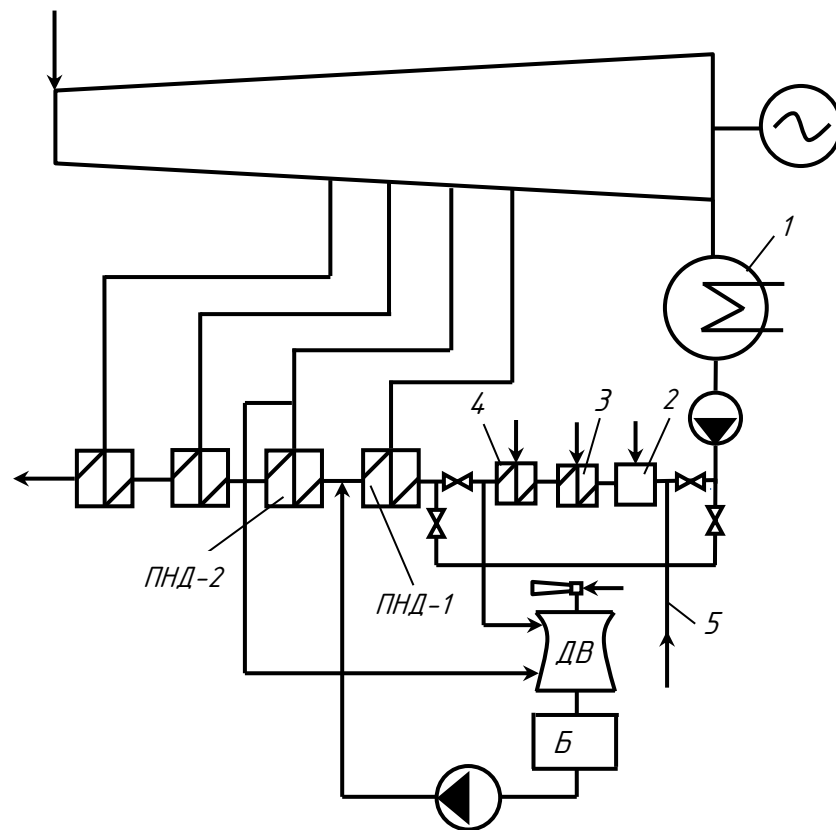


Рис. 13. Схема охлаждения теплообменников исходной водой (НИЛ ТЭСУ УлГТУ):  
1 – конденсатор; 2 – охладитель основного эжектора; 3 – охладитель эжектора уплотнений;  
4 – сальниковый подогреватель; 5 – трубопровод исходной воды

При сравнении рассматриваемых схем выяснилось, что наибольшая энергетическая эффективность при работе теплофикационных турбин в режимах с

полностью загруженными отопительными отборами и минимальными пропусками пара в конденсатор достигается при охлаждении охладителей эжекторов, охладителей уплотнений турбины и сальникового подогревателя исходной водой, подаваемой в вакуумный деаэратор добавочной питательной воды [109].

В рамках научного исследования по теме диссертации для отключения рециркуляции основного конденсата через вспомогательные теплообменники теплофикационных турбоустановок в режимах с малым пропуском пара в конденсатор предложено использовать разработанную технологию низкотемпературной деаэрации добавочной питательной воды (рис. 14) [71].

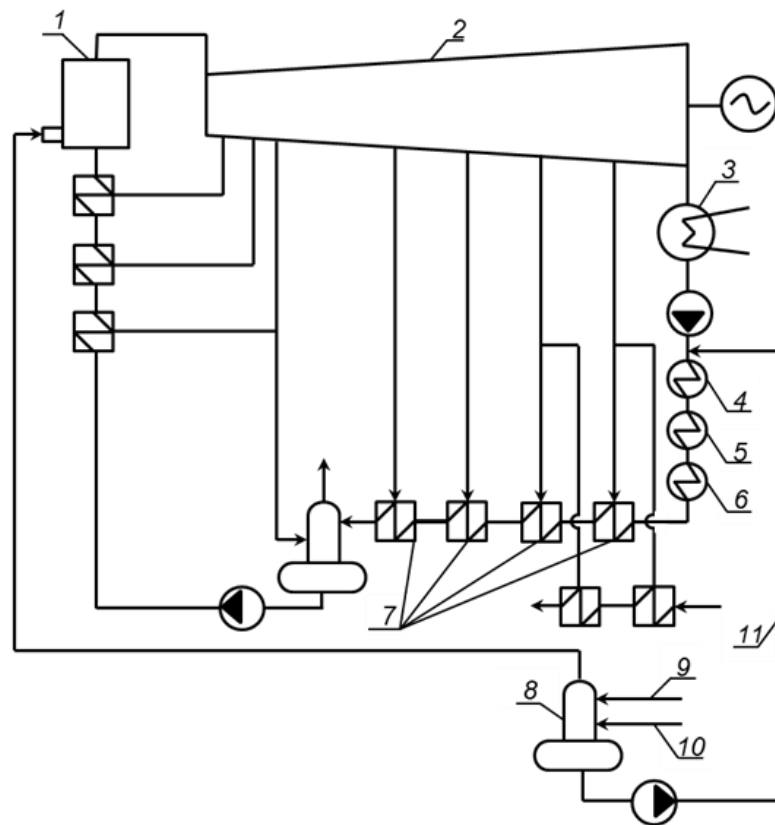


Рис. 14. Схема ТЭЦ с низкотемпературной деаэрацией добавочной питательной воды котлов: 1 – паровой котел; 2 – теплофикационная турбина; 3 – конденсатор; 4 – охладитель основного эжектора; 5 – охладитель пара уплотнений; 6 – сальниковый подогреватель; 7 – подогреватели низкого давления; 8 – деаэратор; 9 – трубопровод исходной воды; 10 – газопровод; 11 – трубопровод деаэрированной добавочной питательной воды

В качестве десорбирующего агента в деаэраторе используется природный газ, подаваемый в горелку парового котла. Холодная деаэрированная добавочная

питательная вода подается в трубопровод основного конденсата турбины перед охладителем основных эжекторов, охладителем пара уплотнений турбины и сальниковым подогревателем.

Технология низкотемпературной деаэрации добавочной питательной воды природным газом обеспечивает повышение эффективности охлаждения охладителя основных эжекторов, охладителя пара уплотнений турбины и сальникового подогревателя, что позволяет отключить рециркуляцию основного конденсата через ОУ, ОЭ и СП в чисто теплофикационных режимах с малыми пропусками пара в конденсатор. Таким образом, новая технология позволяет избежать потери теплоты в конденсаторе и снизить затраты электроэнергии на привод конденсатного насоса, обеспечивающего рециркуляцию.

#### **2.4. Разработка методов контроля герметичности вакуумных систем турбин**

При работе теплофикационных турбин в режимах с малыми пропусками пара в конденсатор актуальна проблема обеспечения герметичности вакуумных систем турбоустановок. В НИЛ «ТЭСУ» разработаны решения, позволяющие эффективно определять неплотности вакуумных систем, которые также применимы для обнаружения мест присосов воздуха в вакуумных деаэрационных установках [119, 120, 147].

В турбоустановках под вакуумом прежде всего работают цилиндр низкого давления турбины, конденсатор, конденсатный насос, нижний, а в ряде режимов – и верхний сетевые подогреватели, первые по ходу основного конденсата регенеративные подогреватели низкого давления.

Наличие присосов в вакуумную систему турбоустановки оказывают существенно влияние на экономичность и надежность работы тепловой электростанции. Результаты исследования показывают, что в среднем при изменении давления в конденсаторе на 1 кПа КПД турбоустановки изменяется на 1% [93, стр. 180, табл. 5.1].

Герметичность вакуумных систем турбин существенно влияет на интенсивность внутренней коррозии конденсатно-питательного тракта турбоустановки от конденсаторов до деаэрата питательной воды.

Существует ряд способов, позволяющих обнаружить места присосов воздуха в вакуумные системы турбоустановок [6, 26, 56, 63-69, 80, 90, 103, 105, 116, 125]. Однако максимально эффективным является метод паровой опрессовки вакуумной системы, разработанный в научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки». Рассмотрим подробно решения, основанные на этом методе [75, 76].

Рассмотрим пример реализации способа контроля герметичности вакуумных систем турбоустановок, представленный на рисунке 15.

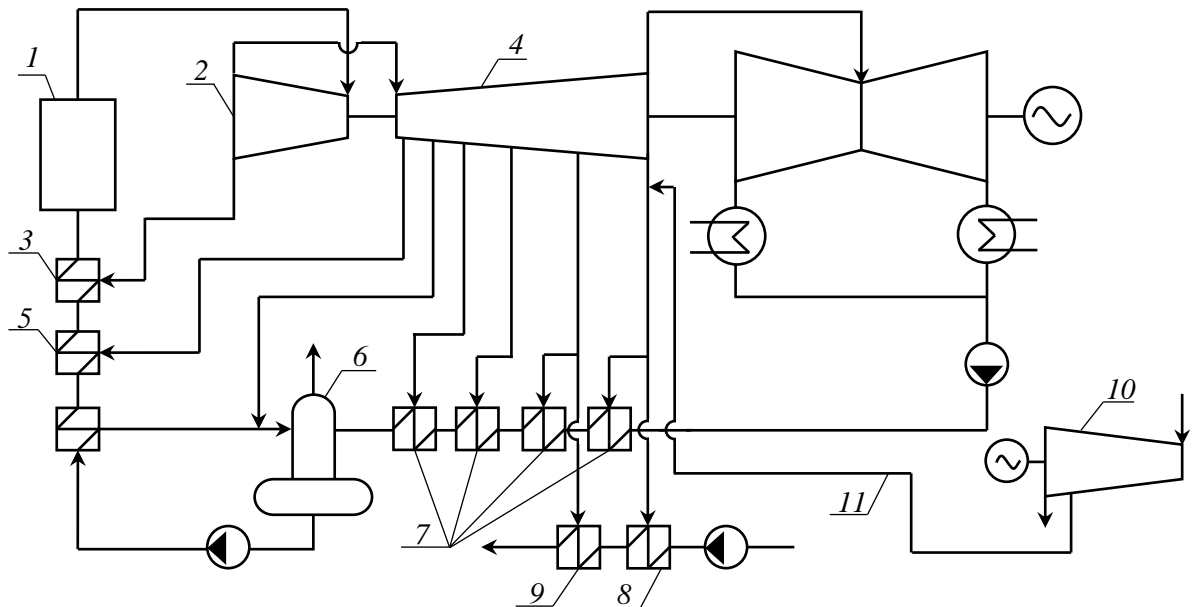


Рис. 15. Способ контроля герметичности вакуумных систем турбоустановок [75]:  
 1 – паровой котел; 2 – цилиндр высокого давления с отбором пара; 3 – подогреватель высокого давления; 4 – цилиндр среднего давления с отборами пара; 5 – подогреватель высокого давления; 6 – деаэратор питательной воды; 7 – регенеративные подогреватели низкого давления; 8, 9 – нижний и верхний сетевые подогреватели, 10 – турбина; 11 – паропровод отбора

Контроль герметичности вакуумной системы турбоустановки производят на остановленной турбине с включенным валоповоротным устройством, для чего полностью закрывают поворотную регулируемую диафрагму, благодаря чему исключают ощутимые перетоки опрессовочного пара между цилиндрами среднего 4 и низкого давления, закрывают запорную арматуру на отборах пара от цилиндра 4 среднего давления к подогревателям высокого давления и деаэратору 6. Открывают запорную арматуру к регенеративным подогревателям 7 низкого давления и сетевым подогревателям 8 и 9. После этого по паропроводу 11 подают пар из отбора работающей турбины 10 в цилиндр 4 среднего давления, например, через паропроводы отопительных отборов к сетевым подогревателям 8 или 9, и опрессовывают этим паром цилиндр 4 среднего давления, паровую часть регенеративных подогревателей 7 низкого давления и сетевых подогревателей 8 и 9, а также подключенные к ним паропроводы под избыточным давлением не более  $0,2 \text{ кгс/см}^2$ . По местам истечения пара визуально определяют неплотности вакуумной системы, связанной с цилиндром 4 среднего давления.

На рис. 16 изображена схема тепловой электрической станции, поясняющая другой способ обнаружения мест присосов воздуха в вакуумные системы турбоустановок.

Контроль герметичности вакуумной системы турбоустановки производят на горячей турбине, непосредственно после ее останова, с включенным валоповоротным устройством, открывают поворотную регулируемую диафрагму, благодаря чему обеспечивают перетоки опрессовочного пара между цилиндрами среднего 3 и низкого 4 давления, закрывают запорную арматуру на отборах пара от цилиндра среднего давления 3 к подогревателям высокого давления 6 и деаэратору 10. Открывают запорную арматуру к регенеративным подогревателям 7 низкого давления и сетевым подогревателям 8 и 9. После этого по паропроводу 12 подают пар из отбора работающей турбины 11 в цилиндр среднего давления 3, например, через паропроводы отопительных отборов к сетевым подогревателям 8 или 9, и опрессовывают этим паром цилиндр среднего давления 3, цилиндр низкого давления 4, конденсатор 5, паровую часть



регенеративных подогревателей 7 низкого давления и сетевых подогревателей 8 и 9, а также подключенные к ним паропроводы под избыточным давлением не более  $0,2 \text{ кгс/см}^2$ . По местам истечения пара визуально определяют неплотности вакуумной системы, связанной с цилиндрами 3 среднего и 4 низкого давления.

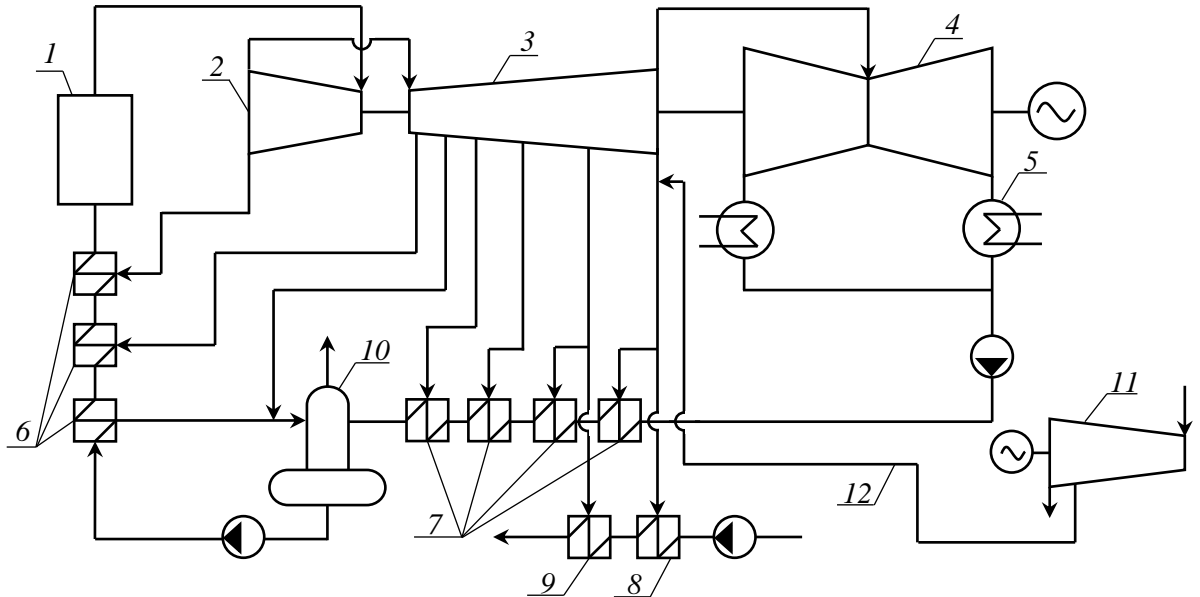


Рис. 16. Способ контроля герметичности вакуумных систем турбоустановок [76]: 1 – паровой котел; 2 – цилиндр высокого давления; 3 – цилиндр среднего давления; 4 – цилиндр низкого давления; 5 – конденсатор; 6 – подогреватели высокого давления; 7 – регенеративные подогреватели низкого давления; 8, 9 – нижний и верхний сетевые подогреватели, 10 – деаэратор питательной воды; 11 – турбина; 12 – паропровод отбора

Проведение опрессовки цилиндров низкого и среднего давления на горячей турбине непосредственно после вывода ее из работы, на включенном валоповоротном устройстве и при соблюдении определенных условий позволяет эффективно выявить неплотности вакуумной системы, подключенной к цилиндрам среднего и низкого давления, и исключить повреждения проточной части турбины при проведении контроля герметичности вакуумной системы.

Очень важно, что при паровой опрессовке обнаруживаются неплотности практически во всех элементах вакуумных систем турбоустановок, в том числе, в паровой части вакуумных систем, например, трещины в компенсаторах паропроводов между цилиндрами среднего и низкого давления турбин Т-100-130.

Неплотности легко обнаруживаются визуально по парению через них при создании незначительного избыточного давления в вакуумной системе турбоустановки или в отдельных ее участках. Паровая опрессовка вакуумных систем турбоустановок представляет собой достаточно сложную задачу, при решении которой необходимо обеспечить максимальную безопасность работы турбоустановки [123].

## **2.5. Выводы по 2-ой главе**

1. Технологии подготовки подпиточной воды теплосети на тепловых электростанциях имеют существенные резервы повышения энергетической эффективности, прежде всего, – за счет снижения температуры теплоносителей, участвующих в деаэрации.

2. Существенное снижение температуры деаэрированной подпиточной воды теплосети и соответствующее снижение температуры обратной сетевой воды перед сетевыми подогревателями теплофикационных турбин достигается при использовании новой технологии низкотемпературной деаэрации подпиточной воды с применением в качестве десорбирующего агента природного газа, поступающего в топку котлов.

3. В наиболее экономичных режимах работы теплофикационных турбин с полностью загруженными отопительными отборами и малыми пропусками пара в конденсатор имеются существенные потери теплоты в конденсаторе с рециркуляцией основного конденсата для охлаждения охладителей эжекторов, охладителей уплотнений и сальниковых подогревателей.

4. Для устранения потерь теплоты с рециркуляцией целесообразно производить охлаждение вспомогательных теплообменников турбоустановок в теплофикационных режимах добавочной питательной водой с пониженной температурой. Понижение температуры добавочной питательной воды может быть обеспечено при деаэрации ее природным газом.

5. Разработаны максимально эффективные методы контроля герметичности вакуумных систем турбин.

## ГЛАВА 3. ИССЛЕДОВАНИЕ МАССООБМЕННЫХ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕАЭРАТОРОВ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ В КАЧЕСТВЕ ДЕСОРБИРУЮЩЕЙ СРЕДЫ ПРИРОДНОГО ГАЗА

### 3.1. Определение теоретически необходимого удельного расхода природного газа при низкотемпературной дегазации воды на ТЭЦ

Для исследования возможности применения новой технологии низкотемпературной деаэрации воды необходимо оценить массообменную эффективность и гидродинамические условия работы деаэратора при использовании в качестве десорбирующей среды природного газа.

В основу методики определения массообменной эффективности, характеризующейся, прежде всего, теоретически необходимым удельным расходом природного газа для удаления из воды растворенного кислорода  $d_{\text{газ}}^{\text{min}}$ , кг/т, положено решение балансовых уравнений процессов массообмена и теплообмена при деаэрации при условии, что на выходе из деаэратора достигается равновесие между фазами [121]. Расчетная схема деаэратора приведена на рис. 17.

Уравнение материального баланса деаэрации запишем в виде

$$G_{\text{и.в}} X_{\text{и.в}} + D_{\text{газ}} Y_{\text{газ}} = G_{\text{д.в}} X_{\text{д.в}} + D_{\text{вып}} Y_{\text{вып}}, \quad (11)$$

где  $G_{\text{и.в}}$  и  $G_{\text{д.в}}$  – количество исходной и деаэрированной воды, кг/ч;  $D_{\text{газ}}$  – расход природного газа, подаваемого в деаэратор, кг/ч;  $D_{\text{вып}}$  – расход выпара деаэратора (смеси выделившихся из воды коррозионно-агрессивных газов и природного газа), кг/ч;  $X_{\text{и.в}}$ ,  $X_{\text{д.в}}$  – концентрации кислорода в воде на входе в деаэратор и на выходе из него;  $Y_{\text{газ}}$ ,  $Y_{\text{вып}}$  – содержание кислорода в природном газе на входе в деаэратор и в выпаре на выходе из деаэратора.

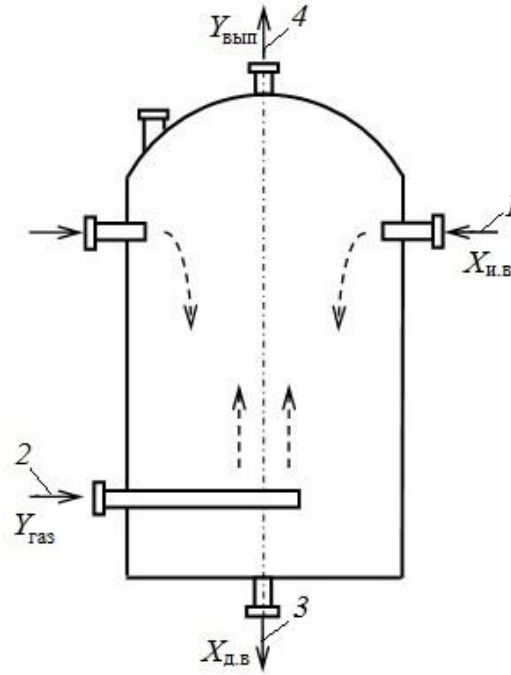


Рис. 17. Схема деаэрационной колонки противоточного типа: 1 – подвод исходной воды; 2 – подвод десорбирующего агента; 3 – отвод деаэрированной воды; 4 – отвод выпара деаэратора

Выразим  $Y_{\text{газ}}$  и  $Y_{\text{вып}}$  через концентрации газа в воде. Согласно закону Дальтона общее давление газовой или парогазовой смеси равно сумме парциальных давлений газов и паров, составляющих смесь. Из закона Генри следует, что концентрация газа, растворенного в воде, пропорциональна парциальному давлению этого газа над поверхностью воды.

Концентрация кислорода в газе на входе в деаэратор  $Y_{\text{газ}}$  практически равна нулю. Концентрация кислорода в выпаре, покидающем деаэратор, зависит от схемы движения воды и пара в аппарате. При противоточном движении мольная доля  $O_2$  в парогазовой смеси  $Y_{\text{вып}}$  равна

$$Y_{\text{вып}} = K_{\Gamma}^{O_2} X_{\text{и.в.}} / p, \quad (12)$$

где  $K_{\Gamma}^{O_2}$  – коэффициент Генри (константа фазового равновесия для кислорода), Па;  $p$  – давление в деаэраторе, Па.

При противоточной схеме движения воды и природного газа в деаэраторе минимальное количество природного газа составит

$$D_{\text{газ}}^{\min} = G_{\text{и.в}} \frac{p}{K_{\Gamma} O_2} \frac{X_{\text{и.в}} - X_{\text{д.в}}}{X_{\text{и.в}}}, \quad (13)$$

или для удельной величины

$$d_{\text{газ}}^{\min} = \frac{D_{\text{газ}}^{\min}}{G_{\text{и.в}}}. \quad (14)$$

Результаты расчета процесса деаэрации, выполненного по формулам (13) и (14) при разных значениях концентрации кислорода в воде на входе в атмосферный деаэратор и приведенных в ГОСТ [22] значениях содержания растворенного кислорода в деаэрированной воде представлены на рис. 18.

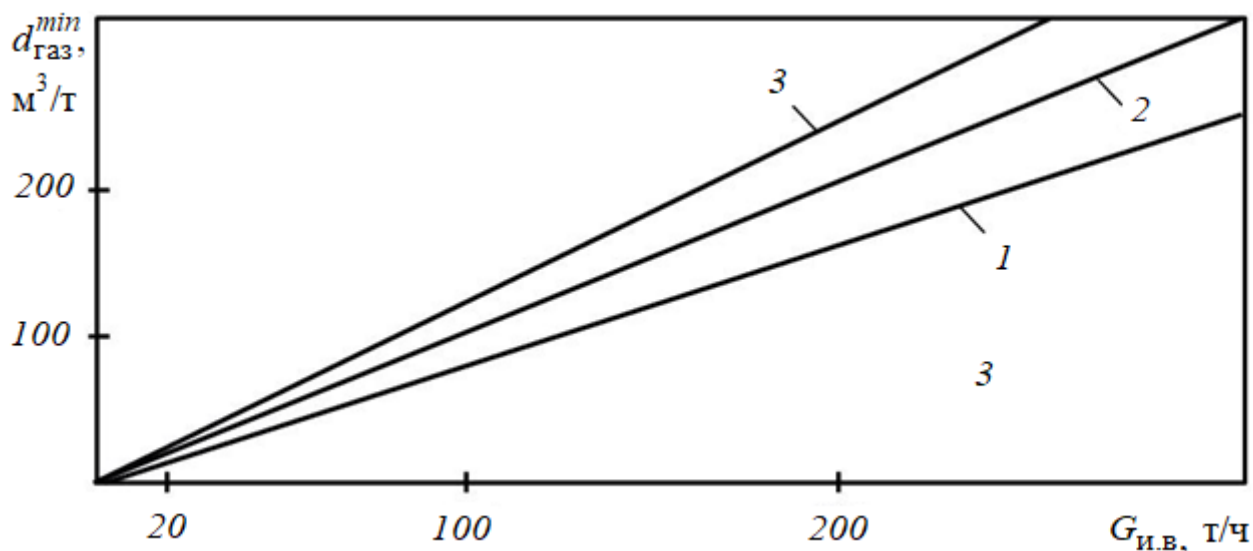


Рис. 18. Теоретически необходимый расход десорбирующего агента – природного газа при противоточном движении воды и газа в деаэраторе (концентрация  $O_2$  в воде на входе в деаэратор: 1 – 8 мг/дм<sup>3</sup>; 2 – 10 мг/дм<sup>3</sup>; 3 – 12 мг/дм<sup>3</sup>)

В реальных условиях работы деаэратора необходимый удельный расход газа на деаэрацию следует принимать в 3-5 раз больше теоретически необходимого (по аналогии с термическими деаэраторами, работающими на водяном паре). Обеспечение необходимого расхода природного газа для деаэрации воды на тепловых электростанциях не представляет каких-либо трудностей. Так, при деаэрации 800 т/ч подпиточной воды теплосети необходимый расход газа составит 2400-4000 м<sup>3</sup>/ч, в то время, как на один паровой котел

паропроизводительностью 500 т/ч требуется около 40000 м<sup>3</sup>/ч газа, т.е. на деаэрацию потребуется не более одной десятой доли расхода газа на котел.

Таким образом, нормативная массообменная эффективность деаэраторов, на которых в качестве десорбирующей среды используется природный газ, подаваемый в горелки котлов тепловых электростанций, обеспечивается при относительно невысоком расходе газа на деаэрацию [37, 38, 101].

Расчет массообменных характеристик реализован в виде программного продукта «Расчет удельного расхода газа при низкотемпературной дегазации воды природным газом», который обеспечивает выполнение следующих функций [85]:

- 1) ввод исходных параметров работы деаэратора;
- 2) расчет теоретически необходимого расхода природного газа для десорбции растворенного кислорода;
- 3) расчет удельного расхода природного газа.

Интерфейс программы изображен на рисунке 19.

**Расчет удельного расхода газа при низкотемпературной дегазации воды природным газом**

**Исходные данные**

Расход исходной воды	$G_{н.в} =$	<input type="text"/>	т/ч
Концентрация кислорода в исходной воде на вводе в деаэратор	$X_{н.в} =$	<input type="text"/>	мг/кг
Концентрация кислорода в деаэрированной воде на выходе из деаэратора	$X_{д.в} =$	<input type="text"/>	мкг/кг
Давление в деаэраторе	$p =$	<input type="text"/>	МПа

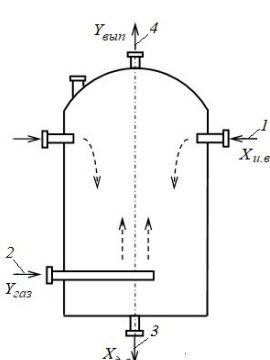
**Расчет**

Теоретически необходимый расход природного газа для десорбции растворенного кислорода

$D_{газ}^{min} =$   м<sup>3</sup>/ч

Удельный расход природного газа

$d_{газ}^{min} =$   м<sup>3</sup>/т



**Схема деаэрационной колонки противоточного типа:**  
 1 - подвод исходной воды; 2 - подвод десорбирующего агента;  
 3 - отвод деаэрированной воды; 4 - отвод пара деаэратора

Рис. 19. Интерфейс программы «Расчет удельного расхода газа при низкотемпературной дегазации воды природным газом»

### **3.2. Исследование гидродинамических характеристик при использовании в качестве десорбирующего агента природного газа**

Расчет гидродинамических характеристик низкотемпературной деаэрации воды при использовании в качестве десорбирующей среды природного газа произведен для серийно выпускаемого струйно-барботажного атмосферного деаэратора ДА-25 с непровальной дырчатой барботажной тарелкой, установленной в нижней части деаэрационной колонки. Выбор этого деаэратора в качестве примера для расчета обусловлен тем, что этот деаэратор имеет достаточно совершенную конструкцию, позволяющую обеспечить весьма высокое качество деаэрации при использовании в качестве рабочего агента водяного пара. Испытания этого деаэратора показали, что на нем можно добиться предельно низкой остаточной концентрации растворенного кислорода в деаэрированной воде – до 2-3 мкг/дм<sup>3</sup> [105].

Эффективная деаэрация может быть осуществлена при следующих гидродинамических условиях работы деаэратора [81]:

1. Поддержание требуемых скоростей газа в отверстиях барботажного листа.
2. Наличие газовой подушки под барботажным листом, обеспечивающей непровальный режим работы листа.
3. Отсутствие брызгоуноса из колонки деаэратора.

Применение непровального принципа барботажа, в соответствии с которым вода на перфорированном листе непрерывно и многократно обрабатывается газом, подводимым под лист и проходящим через отверстия в нем, является наиболее эффективным при эксплуатации барботажных деаэраторов.

Под листом образуется газовый слой («подушка»), который предотвращает провал жидкости через отверстия листа (рис. 20). Гидродинамическая устойчивость непровального барботажного листа определяется скоростью прохождения газа через отверстия.

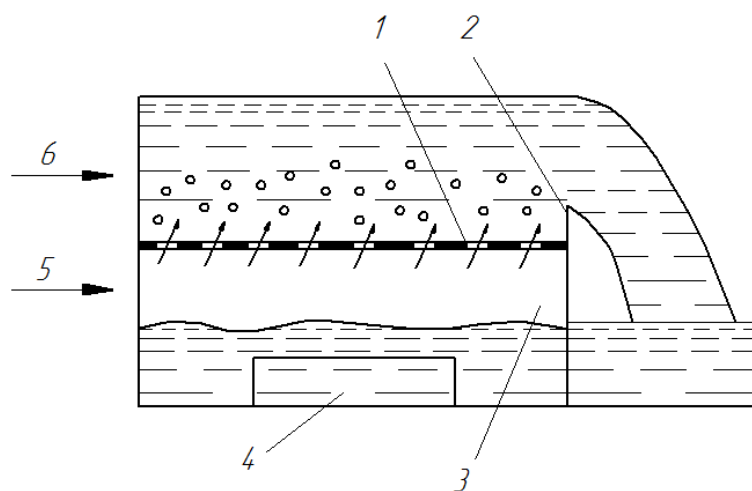


Рис. 20. Непервальная дырчатая тарелка: 1 – дырчатый лист; 2 – водосливной порог; 3 – газовая подушка; 4 – отверстие для провода избыточного газа; 5 – подвод газа; 6 – подвод воды

Минимальная скорость газа в отверстиях листа для одиночного отверстия определяется по формуле [43, 44]:

$$W_{\text{мин}} = \frac{1,25 \times 12 \sqrt{\frac{4\sigma}{(\gamma_{\text{ж}} - \gamma_{\text{п}})d^2}} \sqrt[4]{g^2 \sigma (\gamma_{\text{ж}} - \gamma_{\text{п}})}}{\sqrt{\gamma_{\text{п}}}}, \quad (15)$$

где  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения системы вода-газ, кг/м;  $\gamma_{\text{ж}}$  – удельный вес воды в барботажном устройстве, кгс/м<sup>3</sup>;  $\gamma_{\text{п}}$  – удельный вес газа в паровой подушке барботажного устройства, кгс/м<sup>3</sup>;  $d$  – диаметр отверстий или ширина щелей в барботажном листе, м.

Основным фактором, оказывающим определяющее влияние на величину минимальной необходимой скорости, является удельный вес (плотность) газа. Скорость газа в отверстиях тарелки, соответствующая беспровальному режиму, не зависит от высоты слоя жидкости, ее свойств, диаметра отверстий и степени перфорации тарелки.

Определение минимально необходимой скорости газа в отверстиях дырчатой тарелки в термических деаэраторах рекомендуется производить по эмпирической формуле [61]:



$$W_{\text{мин}} = \frac{20,6}{\sqrt{\rho_{\Gamma}}}, \quad (16)$$

где  $\rho_{\Gamma}$  – плотность газа под листом, кг/м<sup>3</sup>.

Расчетная скорость газа в отверстиях барботажного листа принимается в зависимости от длины листа  $l$ :

$$\text{при } l=500\div 600 \text{ мм, } w_{\text{ср}}=(2,5\div 3)W_{\text{мин}}, \text{ м/с,}$$

$$\text{при } l=600\div 800 \text{ мм, } w_{\text{ср}}=(3,5\div 4)W_{\text{мин}}, \text{ м/с.}$$

Высота газовой подушки под листом приближенно определяется по выражению [20]:

$$h = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\sigma^2}{(g\rho_{\text{в}} - g\rho_{\Gamma})^2 d_o} + \frac{\zeta w_o^2 \rho_{\Gamma}}{2g(\rho_{\text{в}} - \rho_{\Gamma})}}. \quad (17)$$

где  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения системы вода-газ, кг/м;  
 $\rho_{\text{в}}$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;  $d_o$  – диаметр отверстий в перфорированном листе, м;  
 $w_o$  – скорость прохождения через отверстия листа, м/с;  $\zeta = 1,9 \dots 2,0$  – коэффициент гидравлического сопротивления перфорированного листа.

Для оценки наличия или отсутствия брызгоуноса необходимо определение скорости газа в колонке деаэрата (рис. 21) [83]. Устойчивый режим нисходящего потока существует при скоростях газа около 15-30 м/с, выше которых происходит брызгоунос [31].

Отметим, что в традиционных термических деаэраторах, использующих в качестве рабочей среды водяной пар, конденсирующийся в процессе деаэрации, скорости потока пара в струйной части колонки невелики и опасность брызгоуноса практически отсутствует. В деаэраторах с использованием в качестве десорбирующего агента природного газа скорость газа и опасность брызгоуноса из деаэрационной колонки в газопровод перед котлом несколько выше, поскольку природный газ при деаэрации не конденсируется.

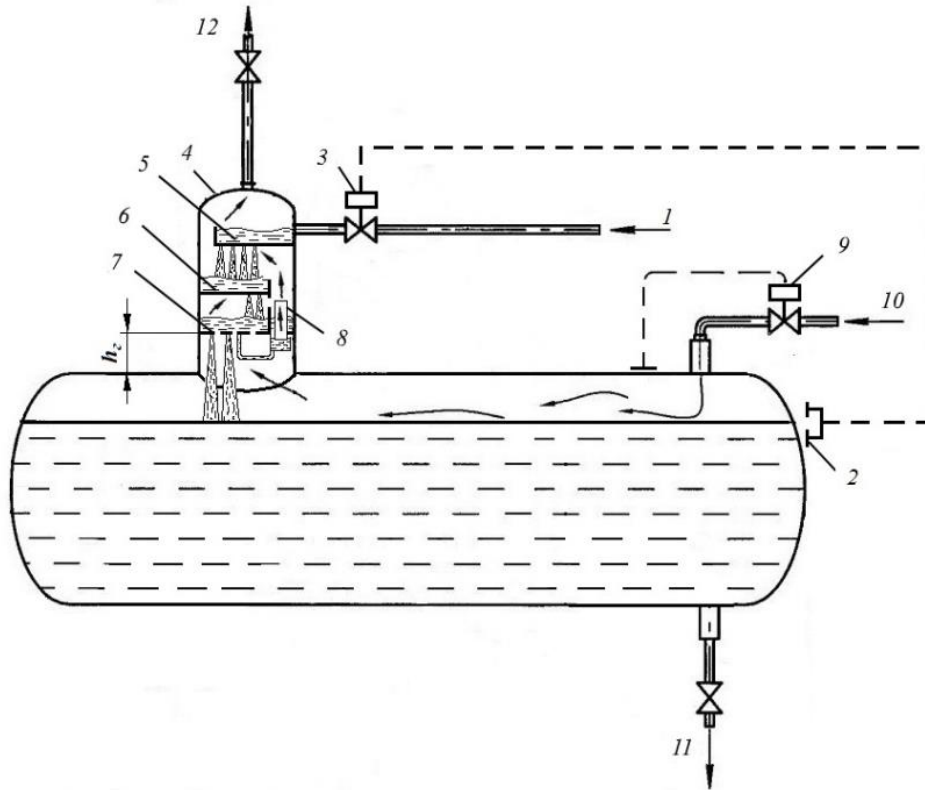


Рис. 21. Схема струйно-барботажного деаэратора: 1 – подвод деаэрируемой воды; 2 – датчик уровня воды в баке-аккумуляторе; 3 – регулятор уровня; 4 – деаэрационная колонка; 5 – верхняя тарелка; 6 – перепускная тарелка; 7 – барботажная тарелка; 8 – перепускное устройство; 9 – регулятор давления; 10 – подвод природного газа; 11 – отвод деаэрированной воды; 12 – отвод газа в горелки котла

Скорость газа в колонке деаэратора определяется по формуле

$$w_{\text{колон}} = \frac{G_{\Gamma}}{S}, \quad (18)$$

где  $G_{\Gamma}$  – расход газа, м<sup>3</sup>/ч;  $S$  – площадь живого сечения, м<sup>2</sup>.

В результате расчета по формулам (16)-(18) при удельном расходе газа 3-5 м<sup>3</sup>/т, т.е. в 3-5 раз больше теоретически необходимого, были определены следующие гидродинамические характеристики деаэратора ДА-25:

1. Расчетная скорость газа в отверстиях барботажного листа  $w_{\text{мин}} = 57,58$  м/с.
2. Высота газовой подушки под барботажным листом  $h = 25,5$  см.

3. Скорость газа в колонке деаэрата  $w_{\text{колон}} = 0,13$  м/с, следовательно, брызгоунос невозможен, как и в деаэратах с использованием в качестве греющего агента водяного пара.

Таким образом, при эксплуатации деаэрата струйно-барботажного атмосферного деаэрата на природном газе обеспечиваются требуемые гидродинамические условия работы струйной и барботажной ступеней деаэрационной колонки [97, 100, 111, 115, 146].

Расчет гидродинамических характеристик представлен в виде программного продукта «Расчет гидродинамических характеристик деаэрата при низкотемпературной дегазации воды природным газом» (рис. 22) [84]. Программа обеспечивает выполнение следующих функций:

- 1) ввод исходных параметров работы деаэрата;
- 2) расчет скорости газа в отверстиях барботажного листа;
- 3) расчет высоты газовой подушки под барботажным листом;
- 4) расчет скорости газа в колонке деаэрата.

### Расчет гидродинамических характеристик деаэрата при низкотемпературной дегазации воды природным газом

**Исходные данные**

Плотность газа под барботажным листом  $\rho_r =$   кг/м<sup>3</sup>

Плотность воды  $\rho_B =$   кг/м<sup>3</sup>

Расход газа  $D_{\text{газ}} =$   м<sup>3</sup>/ч

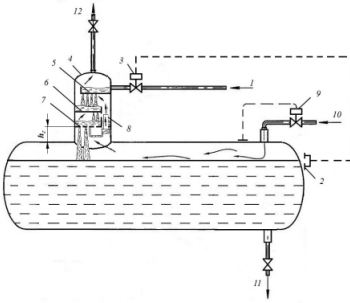
**Конструктивные размеры деаэрата ДА-25**

Диаметр отверстий на барботажном листе  $d_o = 5$  мм

Высота колонки  $h = 2100$  мм

Диаметр колонки  $d = 820$  мм

**Схема струйно-барботажного деаэрата:**



1 - подвод деаэрируемой воды;  
2 - датчик уровня воды в баке-аккумуляторе;  
3 - регулятор уровня;  
4 - деаэрационная колонка;  
5 - верхняя тарелка;  
6 - перепускная тарелка;  
7 - барботажная тарелка;  
8 - перепускное устройство;  
9 - регулятор давления;  
10 - подвод природного газа;  
11 - отвод деаэрированной воды;  
12 - отвод газа в горелки котла

**Расчет**

Скорость газа в отверстиях барботажного листа:  $w_{\text{min}} =$   м/с

Высота газовой подушки под барботажным листом:  $h =$   мм

Скорость газа в колонке деаэрата:  $w_{\text{колон}} =$   м/с

м/с

мм

м/с

Рис. 22. Интерфейс программы «Расчет гидродинамических характеристик деаэрата при низкотемпературной дегазации воды природным газом»

### 3.3. Выводы по 3-ей главе

1. Нормативная массообменная эффективность деаэраторов, на которых в качестве десорбирующей среды используется природный газ, подаваемый в горелки котлов тепловых электростанций, обеспечивается при относительно невысоком расходе газа на деаэрацию.

2. При эксплуатации серийно выпускаемого струйно-барботажного деаэратора с использованием в качестве рабочей среды природного газа выполняются все необходимые гидродинамические условия работы струйной и барботажной ступеней деаэрации.

## ГЛАВА 4. АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ГАЗОВОЙ ДЕАЭРАЦИИ ПОДПИТОЧНОЙ ВОДЫ ТЕПЛОСЕТИ И ДОБАВОЧНОЙ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ КОТЛОВ ТЭЦ ПРИ РАБОТЕ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН В РЕЖИМАХ С МАЛЫМИ ПРОПУСКАМИ ПАРА В КОНДЕНСАТОР

### 4.1. Анализ энергетической эффективности низкотемпературной газовой деаэрации подпиточной воды теплосети

Алгоритм расчета энергетической эффективности предложенной технологии работы тепловой электрической станции основан на методике, разработанной в НИЛ «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ [118]. Экономичность новой технологии оценим по величине годовой экономии условного топлива при переходе от традиционной схемы деаэрации подпиточной воды теплосети к схеме дегазации подпиточной воды теплосети природным газом.

В качестве традиционной рассмотрим схему деаэрации подпиточной воды теплосети с использованием в качестве греющего агента части деаэрированной подпиточной воды, нагретой паром производственного отбора турбины (рис. 23).

Рассмотрим алгоритм расчета эффективности работы тепловой электрической станции в традиционном режиме.

Составляем уравнение теплового баланса для вакуумного деаэратора в обычном режиме:

$$G_{и.в}t_{и.в} + G_{г.а}t_{г.а} = (G_{и.в} + G_{г.а})t_{подп}, \quad (19)$$

где  $G_{и.в}$  – расход исходной воды, т/ч;  $G_{г.а}$  – расход греющего агента, м<sup>3</sup>/ч;  $t_{и.в}$  – температура исходной воды, °С;  $t_{г.а}$  – температура греющего агента, °С;  $t_{подп}$  – температура подпиточной воды теплосети, °С.

Из уравнения (19) находим расход деаэрированной подпиточной воды, используемой в качестве греющего агента в деаэраторе:

$$G_{г.а} = \frac{G_{и.в} (t_{подп} - t_{и.в})}{t_{г.а} - t_{подп}}. \quad (20)$$

Расход пара, отпускаемого из производственного отбора на подогрев воды, используемой в качестве греющего агента в деаэраторе, определяется из уравнения теплового баланса

$$D_{г.а} = \frac{G_{г.а} (t_{г.а} - t_{подп}) c}{i_{п.ср} - i_{к.п}}, \quad (21)$$

где  $i_{п.ср}$  – средняя энтальпия пара производственного отбора, кДж/кг;

$i_{к.п}$  – энтальпия конденсата пара производственного отбора, кДж/кг [5];

$c$  – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·°С).

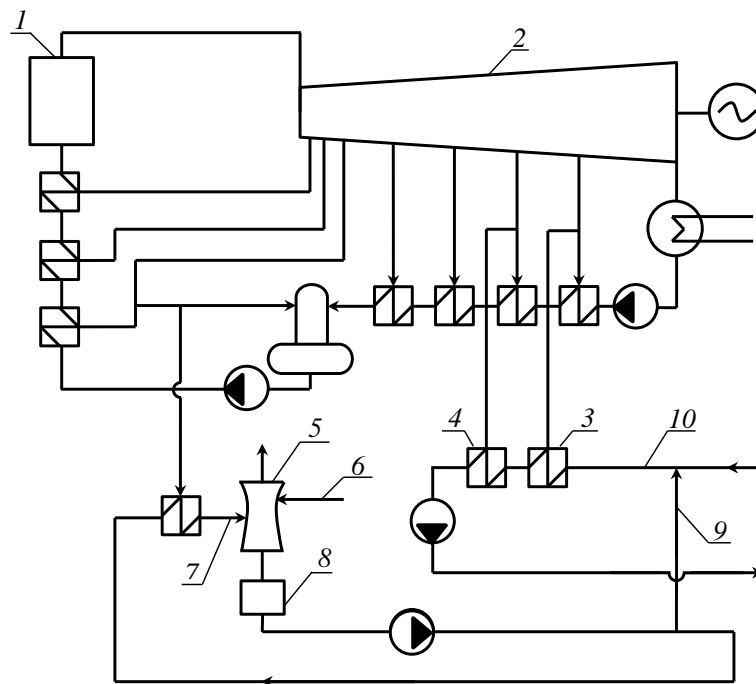


Рис. 23. Традиционная схема деаэрации подпиточной воды теплосети: 1 – паровой котел; 2 – теплофикационная турбина; 3, 4 – нижний и верхний сетевые подогреватели; 5 – деаэратор; 6 – трубопровод исходной воды; 7 – трубопровод греющего агента; 8 – бак-аккумулятор; 9 – трубопровод подпиточной воды теплосети; 10 – обратный сетевой трубопровод

Мощность  $N_{\text{тф}}^{\text{г.а}}$ , кВт, развиваемая турбиной на тепловом потреблении за счет производственного отбора пара на подогрев греющего агента, определяется по формуле:

$$N_{\text{тф}}^{\text{г.а}} = D_{\text{г.а}} \left( i_{\text{о}} - i_{\text{п.ср}} \right) \eta_{\text{э}} \eta_{\text{м}}, \quad (22)$$

где  $i_{\text{о}}$  – энтальпия острого пара, кДж/кг;  $\eta_{\text{э}} \eta_{\text{м}}$  – электрический и механический КПД турбогенератора.

Мощность, вырабатываемая паром отборов, расходуемым на регенеративный подогрев конденсата пара, используемого для подогрева греющего агента, определяется по формуле:

$$N_{\text{рег}}^{\text{г.а}} = D_{\text{рег}}^{\text{г.а}} \left( i_{\text{о}} - i_{\text{рег}}^{\text{г.а}} \right) \eta_{\text{э}} \eta_{\text{м}}. \quad (23)$$

Расход пара условного эквивалентного регенеративного отбора для подогрева дополнительного потока конденсата:

$$D_{\text{рег}}^{\text{г.а}} = \frac{D_{\text{г.а}} \left( i_{\text{п.в}} - i_{\text{к.п}} \right)}{i_{\text{рег}}^{\text{г.а}} - i_{\text{п.в}}}. \quad (24)$$

Энтальпия условного эквивалентного регенеративного отбора:

$$i_{\text{рег}}^{\text{г.а}} = 0,5 \left( i_{\text{о}} + i_{\text{п.ср}} \right). \quad (25)$$

Мощность, потребляемую насосом, обеспечивающим циркуляцию греющего агента через вакуумный деаэратор, можно представить как:

$$N_{\text{сн}} = \frac{G_{\text{г.а}} \cdot \Delta p}{\eta_{\text{н}}}, \quad (26)$$

где  $\Delta p$  – давление, создаваемое насосом, кПа;  $\eta_{\text{н}}$  – КПД насоса.

При расчете эффективности вариантов величина этой мощности вычитается из величины мощности, развиваемой в рассматриваемом варианте на тепловом потреблении.

Аналогичным образом определяем  $N_{\text{тф}}$  и  $N_{\text{рег}}$  для нижнего и верхнего сетевых подогревателей при работе в обычном режиме. Распределение подогрева

сетевой воды между нижним и верхним сетевым подогревателем принято равномерным.

Рассмотрим алгоритм расчета эффективности работы тепловой электрической станции при использовании новой технологии. При расчете учитывается снижение температуры обратной сетевой воды перед нижним сетевым подогревателем после смешения с холодной деаэрированной водой.

Расход пара, отпускаемого из нижнего отопительного отбора, определим из уравнения теплового баланса

$$D_{\text{НСП}}^{\text{НОВ}} = \frac{G_{\text{с.в}} \left( \tau_{1_{\text{НСП}}}^{\text{НОВ}} - \tau_{2_{\text{НСП}}}^{\text{НОВ}} \right) c}{i_{\text{НСП}}^{\text{НОВ}} - i_{\text{к}_{\text{НСП}}}^{\text{НОВ}}}, \quad (27)$$

где  $G_{\text{с.в}}$  – расход сетевой воды через сетевые подогреватели, т/ч;

$\tau_{1_{\text{НСП}}}^{\text{НОВ}}$  – температура сетевой воды после нижнего сетевого подогревателя, °С;

$\tau_{2_{\text{НСП}}}^{\text{НОВ}}$  – температура обратной сетевой воды перед нижним сетевым

подогревателем, °С;  $i_{\text{НСП}}^{\text{НОВ}}$  – энтальпия пара нижнего (седьмого) отбора, кДж/кг;

$i_{\text{к}_{\text{НСП}}}^{\text{НОВ}}$  – энтальпия конденсата нижнего сетевого подогревателя (НСП), кДж/кг.

Мощность  $N_{\text{тф}_{\text{НСП}}}^{\text{НОВ}}$ , кВт, развиваемая турбиной на тепловом потреблении за счет нижнего отопительного отбора пара на подогрев смешанного потока обратной сетевой и подпиточной воды, определяется по формуле:

$$N_{\text{тф}_{\text{НСП}}}^{\text{НОВ}} = D_{\text{НСП}}^{\text{НОВ}} \left( i_{\text{o}} - i_{\text{НСП}}^{\text{НОВ}} \right) \eta_{\text{э}} \eta_{\text{м}}. \quad (28)$$

Мощность, вырабатываемая паром отборов, расходуемым на регенеративный подогрев конденсата пара, используемого для подогрева потоков сетевой воды, определяется по формуле:

$$N_{\text{рег}_{\text{НСП}}}^{\text{НОВ}} = D_{\text{рег}_{\text{НСП}}}^{\text{НОВ}} \left( i_{\text{o}} - i_{\text{рег}_{\text{НСП}}}^{\text{НОВ}} \right) \eta_{\text{э}} \eta_{\text{м}}. \quad (29)$$



Расход пара условного эквивалентного регенеративного отбора для подогрева дополнительного потока конденсата:

$$D_{\text{рег}_{\text{НСП}}}^{\text{НОВ}} = \frac{D_{\text{НСП}}^{\text{НОВ}} (i_{\text{п.в}} - i_{\text{к}_{\text{НСП}}}^{\text{НОВ}})}{i_{\text{рег}_{\text{НСП}}}^{\text{НОВ}} - i_{\text{п.в}}}. \quad (30)$$

Энтальпия условного эквивалентного регенеративного отбора:

$$i_{\text{рег}_{\text{НСП}}}^{\text{НОВ}} = 0,5 (i_o + i_{\text{НСП}}^{\text{НОВ}}). \quad (31)$$

Расход пара, отпускаемого из верхнего отопительного отбора, определим из уравнения теплового баланса:

$$D_{\text{ВСП}}^{\text{НОВ}} = \frac{G_{\text{с.в}} (\tau_1 - \tau_{1_{\text{НСП}}}^{\text{НОВ}}) c}{i_{\text{ВСП}}^{\text{НОВ}} - i_{\text{к}_{\text{ВСП}}}^{\text{НОВ}}}, \quad (32)$$

где  $\tau_1$  – температура сетевой воды после подогрева в сетевых подогревателях, °С;  $i_{\text{ВСП}}^{\text{НОВ}}$  – энтальпия пара верхнего отбора, кДж/кг;  $i_{\text{к}_{\text{ВСП}}}^{\text{НОВ}}$  – энтальпия конденсата пара верхнего сетевого подогревателя (ВСП), кДж/кг.

Мощность  $N_{\text{тф}_{\text{ВСП}}}^{\text{НОВ}}$ , кВт, развиваемую турбиной на тепловом потреблении за счет верхнего отопительного отбора пара на подогрев потоков сетевой воды, определим по формуле:

$$N_{\text{тф}_{\text{ВСП}}}^{\text{НОВ}} = D_{\text{ВСП}}^{\text{НОВ}} (i_o - i_{\text{ВСП}}^{\text{НОВ}}) \eta_{\text{э}} \eta_{\text{м}}. \quad (33)$$

Мощность, вырабатываемая паром регенеративных отборов, расходуемым на регенеративный подогрев конденсата пара, используемого для подогрева потоков сетевой воды, определяется по формуле:

$$N_{\text{рег}_{\text{ВСП}}}^{\text{НОВ}} = D_{\text{рег}_{\text{ВСП}}}^{\text{НОВ}} (i_o - i_{\text{рег}_{\text{ВСП}}}^{\text{НОВ}}) \eta_{\text{э}} \eta_{\text{м}}. \quad (34)$$

Расход пара условного эквивалентного регенеративного отбора для подогрева дополнительного потока конденсата:

$$D_{\text{рег ВСП}}^{\text{НОВ}} = \frac{D_{\text{ВСП}}^{\text{НОВ}} (i_{\text{п.в}} - i_{\text{к ВСП}}^{\text{НОВ}})}{i_{\text{рег ВСП}}^{\text{НОВ}} - i_{\text{п.в}}}. \quad (35)$$

Энтальпия условного эквивалентного отбора:

$$i_{\text{рег ВСП}}^{\text{НОВ}} = 0,5 (i_o + i_{\text{ВСП}}^{\text{НОВ}}). \quad (36)$$

Следует учесть увеличение расхода топлива на дополнительную выработку пара в котле при увеличении расхода пара на НСП и ВСП и снижении энтальпии этого пара в новом режиме:

$$\Delta B_{\text{доп}} = \frac{\Delta D (i_o - i_{\text{п.в}})}{Q_{\text{у.т}} \eta_{\text{к}}}, \quad (37)$$

где  $\Delta D$  – увеличение расхода пара при изменении температуры сетевой воды;  $Q_{\text{у.т}}$  – теплота сгорания условного топлива, кДж/кг;  $\eta_{\text{к}}$  – КПД котла.

Годовая экономия условного топлива на ТЭЦ при использовании новой технологии составит:

$$\Delta B = \left( (\Delta N_{\text{тф}} + \Delta N_{\text{рег}}) (b_{\text{э}}^{\text{к}} - b_{\text{э}}^{\text{т}}) 10^{-3} - \Delta B_{\text{доп}} \right) n_{\text{час}}, \quad (38)$$

где  $b_{\text{э}}^{\text{к}}$  – удельный расход условного топлива на конденсационную выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч);  $b_{\text{э}}^{\text{т}}$  – удельный расход условного топлива на теплофикационную выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч);  $n_{\text{час}}$  – число часов использования турбины.

Экономичность предложенной технологии низкотемпературной деаэрации подпиточной воды теплосети на ТЭЦ в денежном выражении можно определить как

$$\Delta \mathcal{E} = \Delta B \cdot C_{\text{т}}, \quad (39)$$

где  $C_{\text{т}}$  – цена условного топлива.

По представленному алгоритму был произведен расчет для котла паропроизводительностью 500 т/ч и теплофикационной турбины Т-100-130. Расход сетевой воды через сетевые подогреватели турбины принят  $G_{\text{с.в}} = 3600$  т/ч; расход подпиточной воды  $G_{\text{подп}} = 800$  т/ч. Удельный расход

газа на деаэрацию принят 3-5 м<sup>3</sup> на 1 тонну деаэрированной воды. Температура подпиточной воды в традиционном режиме принята  $t_{\text{подп}} = 60^{\circ}\text{C}$ , при деаэрации газом  $t_{\text{подп}}^{\text{нов}} = 30^{\circ}\text{C}$ . Средняя температура сетевой воды, подаваемой потребителю после подогрева в сетевых подогревателях,  $\tau_1 = 90^{\circ}\text{C}$ . Средняя температура обратной сетевой воды в обычном режиме  $\tau_{2_{\text{нсп}}} = 60^{\circ}\text{C}$ , в новом после смешения с холодной деаэрированной подпиточной водой  $\tau_{2_{\text{нсп}}}^{\text{нов}} = 53,3^{\circ}\text{C}$ .

Расчет энергетической эффективности новой технологии показал, что на одной установке с турбиной Т-100-130 и котлом паропроизводительностью 500 т/ч при принятых в расчете исходных данных достигается годовая экономия условного топлива 4587,46 т. При стоимости условного топлива в Ульяновске 3700 руб./т эта годовая экономия составляет в денежном выражении 16 973 611 руб.

Таким образом, применение новой технологии низкотемпературной деаэрации подпиточной воды теплосети позволяет существенно повысить эффективность топливоиспользования на ТЭЦ [39, 40, 102, 112, 126, 144, 145].

Расчет реализован в виде программного продукта «Расчет энергетической эффективности ТЭЦ при низкотемпературной дегазации подпиточной воды теплосети природным газом» (рис. 24), который обеспечивает выполнение следующих функций [87]:

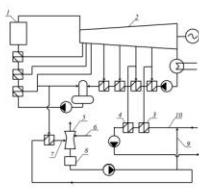
- 1) расчет показателей работы ТЭЦ до изменения тепловой схемы;
- 2) расчета показателей тепловой экономичности ТЭЦ после изменения тепловой схемы;
- 3) расчет годовой экономии условного топлива на ТЭЦ после изменения тепловой схемы.

**Расчет энергетической эффективности ТЭЦ при низкотемпературной дегазации подпиточной воды теплосети природным газом**

**Исходные данные**

Турбина Т-100-130  
 Расход сетевой воды  
 $G_{св} = 3600 \text{ т/ч}$   
 Расход подпиточной воды  
 $G_{под} = 800 \text{ т/ч}$   
 Температура сетевой воды после сетевых подогревателей  
 $t_1 = 90^\circ\text{C}$   
 Температура обратной сетевой воды  
 $t_2 = 60^\circ\text{C}$   
 Удельный расход условного топлива на конденсационную выработку электроэнергии  
 $b_{кв}^0 = 0,4 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$   
 Удельный расход условного топлива на теплотехнологическую выработку электроэнергии  
 $b_{тв}^0 = 0,15 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$   
 Число часов использования турбины  
 $n_{тур} = 5000 \text{ ч}$   
 Энтальпия отсроча пара  
 $i_0 = 3496,145 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

**Традиционная схема дегазации подпиточной воды теплосети**



Температура подпиточной воды теплосети  
 $t_{под} = 60^\circ\text{C}$   
 Температура исходной воды  
 $t_{ис} = 30^\circ\text{C}$   
 Температура греющего агента  
 $t_{г.а} = 100^\circ\text{C}$

1 - паровой котел; 2 - теплофикационная турбина;  
 3, 4 - нижний и верхний сетевые подогреватели;  
 5 - деаэрагор; 6 - триболовод исходной воды;  
 7 - триболовод греющего агента; 8 - бак-аккумулятор;  
 9 - триболовод подпиточной воды теплосети;  
 10 - обратный сетевой триболовод.

**Расчет**

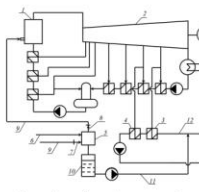
Расход греющего агента  
 $G_{г.а} = \text{ } \text{ кг/с}$   
 Расход пара на подогрев греющего агента  
 $D_{г.а} = \text{ } \text{ кг/с}$   
 Мощность, развиваемая турбиной за счет отбора пара на подогрев потоков исходной воды  
 $N_{тв}^0 = \text{ } \text{ кВт}$   
 Расход пара условного эквивалентного отбора для подогрева дополнительного потока конденсата  
 $D_{рег}^0 = \text{ } \text{ кг/с}$   
 Мощность, вырабатываемая паром отбора, расходуемым на регенеративный подогрев конденсата пара, используемого для подогрева потоков сетевой воды  
 $N_{рег}^0 = \text{ } \text{ кВт}$

Расход пара, отпущенного из нижнего отопительного отбора  
 $D_{нип} = \text{ } \text{ кг/с}$   
 Мощность, развиваемая турбиной за счет нижнего теплофикационного отбора на подогрев потоков сетевой воды  
 $N_{тв}^{нип} = \text{ } \text{ кВт}$   
 Расход пара условного эквивалентного отбора для подогрева дополнительного потока конденсата  
 $D_{рег}^{нип} = \text{ } \text{ кг/с}$   
 Мощность, вырабатываемая паром отбора, расходуемым на регенеративный подогрев конденсата пара, используемого для подогрева потоков сетевой воды  
 $N_{рег}^{нип} = \text{ } \text{ кВт}$

Расход пара, отпущенного из верхнего отопительного отбора  
 $D_{вип} = \text{ } \text{ кг/с}$   
 Мощность, развиваемая турбиной за счет верхнего теплофикационного отбора на подогрев потоков сетевой воды  
 $N_{тв}^{вип} = \text{ } \text{ кВт}$   
 Расход пара условного эквивалентного отбора для подогрева дополнительного потока конденсата  
 $D_{рег}^{вип} = \text{ } \text{ кг/с}$   
 Мощность, вырабатываемая паром отбора, расходуемым на регенеративный подогрев конденсата пара, используемого для подогрева потоков сетевой воды  
 $N_{рег}^{вип} = \text{ } \text{ кВт}$

Мощность, потребляемая насосом, обеспечивающего циркуляцию греющего агента через деаэрагор  
 $N_{на} = \text{ } \text{ кВт}$

**Схема дегазации подпиточной воды теплосети природным газом**



Температура подпиточной воды  
 $t_{под} = 30^\circ\text{C}$

1 - паровой котел; 2 - теплофикационная турбина;  
 3, 4 - нижний и верхний сетевые подогреватели;  
 5 - деаэрагор; 6 - триболовод исходной воды;  
 7, 8 - патрубки подвода и отвода деаэрирующего агента;  
 9 - газопровод; 10 - бак-аккумулятор;  
 11 - триболовод подпиточной воды теплосети;  
 12 - обратный сетевой триболовод.

**Расчет**

Температура обратной сетевой воды после смешения с холодной деаэрированной подпиточной водой  
 $t_2' = \text{ } \text{ }^\circ\text{C}$   
 Расход пара, отпущенного из нижнего отопительного отбора  
 $D_{нип} = \text{ } \text{ кг/с}$   
 Мощность, вырабатываемая паром отбора, расходуемым на подогрев конденсата пара, используемого для подогрева потоков сетевой воды  
 $N_{тв}^{нип} = \text{ } \text{ кВт}$   
 Расход пара условного эквивалентного отбора для подогрева дополнительного потока конденсата  
 $D_{рег}^{нип} = \text{ } \text{ кг/с}$   
 Мощность, вырабатываемая паром отбора, расходуемым на регенеративный подогрев конденсата пара, используемого для подогрева потоков сетевой воды  
 $N_{рег}^{нип} = \text{ } \text{ кВт}$

Расход пара, отпущенного из верхнего отопительного отбора  
 $D_{вип} = \text{ } \text{ кг/с}$   
 Мощность, развиваемая турбиной за счет верхнего теплофикационного отбора на подогрев потоков сетевой воды  
 $N_{тв}^{вип} = \text{ } \text{ кВт}$   
 Расход пара условного эквивалентного отбора для подогрева дополнительного потока конденсата  
 $D_{рег}^{вип} = \text{ } \text{ кг/с}$   
 Мощность, вырабатываемая паром отбора, расходуемым на регенеративный подогрев конденсата пара, используемого для подогрева потоков сетевой воды  
 $N_{рег}^{вип} = \text{ } \text{ кВт}$

**Расчет**

Увеличение расхода топлива  $\Delta B_{доп} = \text{ } \text{ т/ч}$   
 Годовая экономия  $\Delta B = \text{ } \text{ т}$   
 условного топлива на ТЭЦ

Рис. 24. Интерфейс программы «Расчет энергетической эффективности ТЭЦ при низкотемпературной дегазации подпиточной воды теплосети природным газом»

## 4.2. Анализ энергетической эффективности дегазации добавочной питательной воды при использовании природного газа в качестве десорбирующего агента

Рассмотрим алгоритм расчета эффективности работы тепловой электрической станции в традиционном режиме с рециркуляцией основного конденсата (рис. 25).

Определим температуру конденсата после охладителя эжекторов, охладителя пара уплотнений и сальниковового подогревателя из уравнения теплового баланса:

$$G_{к+рец} (t'_к - t_к) c = Q_{оэ} + Q_{оу} + Q_{сп}, \quad (40)$$

где  $G_{к+рец}$  – сумма расходов основного конденсата и рециркуляционного конденсата, т/ч;  $Q_{оэ}$  – тепловой поток через охладитель эжекторов, МВт;  $Q_{оу}$  – тепловой поток через охладитель пара уплотнений, МВт;  $Q_{сп}$  – тепловой

поток через сальниковый подогреватель, МВт;  $t_k$  – температура конденсата перед ОЭ, ОУ, СП, °С,  $c$  – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·°С).

$$t'_k = \frac{Q_{оэ} + Q_{оу} + Q_{сп} + G_{к+рец} t_k c}{G_{к+рец} c}. \quad (41)$$

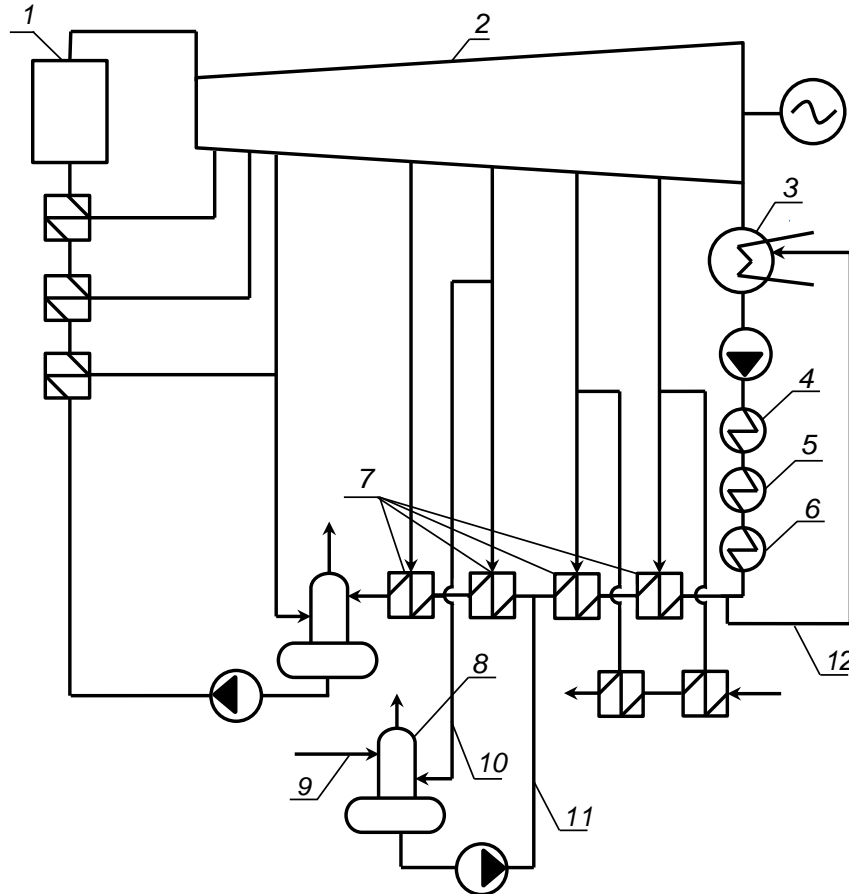


Рис. 25. Традиционная схема деаэрации добавочной питательной воды: 1 – паровой котел; 2 – теплофикационная турбина; 3 – конденсатор; 4 – охладитель основного эжектора; 5 – охладитель пара уплотнений; 6 – сальниковый подогреватель; 7 – подогреватели низкого давления; 8 – деаэратор; 9 – трубопровод исходной воды; 10 – трубопровод греющего агента; 11 – трубопровод добавочной питательной воды; 12 – трубопровод рециркуляции

Расход пара, отпускаемого из отопительных отборов для 1-го и 2-го подогревателей низкого давления, определим из уравнения теплового баланса:

$$D_{\text{пнд-1,2}}^{\text{град}} = \frac{G_{\text{пнд-1,2}}^{\text{град}} \left( \tau_{1\text{пнд-1,2}}^{\text{град}} - \tau_{2\text{пнд-1,2}}^{\text{град}} \right) c}{i_{\text{пнд-1,2}}^{\text{град}} - i_{\text{кпнд-1,2}}^{\text{град}}}, \quad (42)$$

где  $G_{\text{пнд-1,2}}^{\text{град}}$  – расход смешанного потока основного конденсата и добавочной питательной воды через ПНД-1 и ПНД-2, т/ч;  $\tau_{1\text{пнд-1,2}}^{\text{град}}$  – температура смешанного потока основного конденсата и добавочной питательной воды после ПНД-2, °С;  $\tau_{2\text{пнд-1,2}}^{\text{град}}$  – температура смешанного потока основного конденсата и добавочной питательной воды перед ПНД-1, °С;  $i_{\text{пнд-1,2}}^{\text{град}}$  – средняя энтальпия пара 6-го и 7-го отопительных отборов, кДж/кг;  $i_{\text{кпнд-1,2}}^{\text{град}}$  – энтальпия конденсата 6-го и 7-го отопительных отборов, кДж/кг.

Мощность  $N_{\text{тфпнд-1,2}}^{\text{град}}$ , кВт, развиваемую турбиной на тепловом потреблении за счет отопительных отборов пара на подогрев основного конденсата в ПНД-1 и ПНД-2, определим по формуле:

$$N_{\text{тфпнд-1,2}}^{\text{град}} = D_{\text{пнд-1,2}}^{\text{град}} \left( i_o - i_{\text{пнд-1,2}}^{\text{град}} \right) \eta_{\text{э}} \eta_{\text{м}}, \quad (43)$$

где  $i_o$  – энтальпия острого пара, кДж/кг;  $\eta_{\text{э}} \eta_{\text{м}}$  – электрический и механический КПД турбогенератора.

Мощность, вырабатываемая паром отборов, расходуемым на регенеративный подогрев конденсата пара, используемого для подогрева потоков воды, определяется по формуле:

$$N_{\text{регпнд-1,2}}^{\text{град}} = D_{\text{регпнд-1,2}}^{\text{град}} \left( i_o - i_{\text{регпнд-1,2}}^{\text{град}} \right) \eta_{\text{э}} \eta_{\text{м}}. \quad (44)$$

Расход пара условного эквивалентного регенеративного отбора для подогрева дополнительного потока конденсата:

$$D_{\text{регпнд-1,2}}^{\text{град}} = \frac{D_{\text{пнд-1,2}}^{\text{град}} \left( i_{\text{п.в}} - i_{\text{кпнд-1,2}}^{\text{град}} \right)}{i_{\text{регпнд-1,2}}^{\text{град}} - i_{\text{п.в}}}. \quad (45)$$

Энтальпия пара условного эквивалентного регенеративного отбора:

$$i_{\text{рег пнд-1,2}}^{\text{град}} = 0,5(i_o + i_{\text{пнд-1,2}}^{\text{град}}). \quad (46)$$

Расход пара, отпускаемого из регенеративных отборов для 3-го и 4-го подогревателей низкого давления, определим из уравнения теплового баланса:

$$D_{\text{пнд-3,4}}^{\text{град}} = \frac{G_{\text{пнд-3,4}}^{\text{град}} \left( \tau_{1\text{пнд-3,4}}^{\text{град}} - \tau_{2\text{пнд-3,4}}^{\text{град}} \right) c}{i_{\text{пнд-3,4}}^{\text{град}} - i_{\text{к пнд-3,4}}^{\text{град}}}, \quad (47)$$

где  $G_{\text{пнд-3,4}}^{\text{град}}$  – расход основного конденсата через ПНД-3 и ПНД-4, т/ч;

$\tau_{1\text{пнд-3,4}}^{\text{град}}$  – температура потока основного конденсата после ПНД-4, °С;

$\tau_{2\text{пнд-3,4}}^{\text{град}}$  – температура потока основного конденсата перед ПНД-3, °С;

$i_{\text{пнд-3,4}}^{\text{град}}$  – средняя энтальпия пара 4-го и 5-го регенеративных отборов, кДж/кг;

$i_{\text{к пнд-3,4}}^{\text{град}}$  – энтальпия конденсата 4-го и 5-го регенеративных отборов, кДж/кг.

Мощность  $N_{\text{тф пнд-3,4}}^{\text{град}}$ , кВт, развиваемую турбиной на тепловом потреблении за счет регенеративных отборов пара на подогрев потоков основного конденсата и добавочной питательной воды в ПНД-3 и ПНД-4, определим по формуле:

$$N_{\text{тф пнд-3,4}}^{\text{град}} = D_{\text{пнд-3,4}}^{\text{град}} (i_o - i_{\text{пнд-3,4}}^{\text{град}}) \eta_{\text{э}} \eta_{\text{м}}. \quad (48)$$

Мощность, вырабатываемая паром отборов, расходуемым на регенеративный подогрев конденсата пара, используемого для подогрева потоков воды в ПНД-3 и ПНД-4:

$$N_{\text{рег пнд-3,4}}^{\text{град}} = D_{\text{рег пнд-3,4}}^{\text{град}} (i_o - i_{\text{рег пнд-3,4}}^{\text{град}}) \eta_{\text{э}} \eta_{\text{м}}. \quad (49)$$

Расход пара условного эквивалентного регенеративного отбора для подогрева дополнительного потока конденсата:

$$D_{\text{рег пнд-3,4}}^{\text{град}} = \frac{D_{\text{пнд-3,4}}^{\text{град}} (i_{\text{п.в}} - i_{\text{к пнд-3,4}}^{\text{град}})}{i_{\text{рег пнд-3,4}}^{\text{град}} - i_{\text{п.в}}}. \quad (50)$$

Энтальпия пара условного эквивалентного регенеративного отбора:

$$i_{\text{рег}}^{\text{град}}_{\text{пнд-3,4}} = 0,5(i_o + i_{\text{пнд-3,4}}^{\text{град}}). \quad (51)$$

Расход пара, отпускаемого из 5-го регенеративного отбора на подогрев и деаэрацию добавочной питательной воды, определим из уравнения теплового баланса:

$$D_{\text{да}} = \frac{G_{\text{доб}}(\tau_1^{\text{да}} - \tau_2^{\text{да}})c}{i_5 - i_{\text{к5}}}, \quad (52)$$

где  $G_{\text{доб}}$  – расход добавочной питательной воды для деаэратора, т/ч;  
 $\tau_1^{\text{да}}$  – температура добавочной питательной воды после деаэратора, °С;  
 $\tau_2^{\text{да}}$  – температура исходной воды перед деаэратором, °С;  $i_5$  – энтальпия пара 5-го регенеративного отбора, кДж/кг;  $i_{\text{к5}}$  – энтальпия конденсата пара 5-го регенеративного отбора, кДж/кг.

Мощность  $N_{\text{тф}}^{\text{да}}$ , кВт, развиваемую турбиной на тепловом потреблении за счет регенеративного отбора пара на подогрев и деаэрацию добавочной питательной воды, определим по формуле:

$$N_{\text{тф}}^{\text{да}} = D_{\text{да}}(i_o - i_5)\eta_{\text{э}}\eta_{\text{м}}. \quad (53)$$

Мощность, вырабатываемая паром отборов, расходуемым на регенеративный подогрев конденсата пара, используемого для подогрева потоков исходной воды, определяется по формуле:

$$N_{\text{рег}}^{\text{да}} = D_{\text{рег}}^{\text{да}}(i_o - i_{\text{рег}}^{\text{да}})\eta_{\text{э}}\eta_{\text{м}}. \quad (54)$$

Расход пара условного эквивалентного отбора для подогрева дополнительного потока конденсата:

$$D_{\text{рег}}^{\text{да}} = \frac{D_{\text{да}}(i_{\text{п.в}} - i_{\text{к5}})}{i_{\text{рег}}^{\text{да}} - i_{\text{п.в}}}. \quad (55)$$

Энтальпия пара условного эквивалентного регенеративного отбора:

$$i_{\text{рег}}^{\text{да}} = 0,5(i_o + i_5). \quad (56)$$



Мощность, потребляемую конденсатным насосом, обеспечивающим рециркуляцию, можно представить как:

$$N_{\text{сн}}^{\text{рец}} = \frac{G_{\text{к+рец}} \cdot \Delta p}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_{\text{н}}}, \quad (57)$$

где  $G_{\text{к+рец}}$  – сумма расходов основного конденсата и рециркуляционного конденсата, кг/ч;  $\Delta p$  – давление, создаваемое насосом, м вод. ст;  $\eta_{\text{н}}$  – КПД насоса.

При расчете мощность, затрачиваемую на рециркуляцию, следует вычитать из величины мощности, вырабатываемой на тепловом потреблении.

Определим расход топлива на выработку упомянутых в алгоритме расчета расходов пара отборов в котле:

$$\Delta B_{\text{доп}} = \frac{D_{\text{общ}} (i_{\text{o}} - i_{\text{п.в}})}{Q_{\text{у.т}} \cdot \eta_{\text{к}}}, \quad (58)$$

где  $D_{\text{общ}}$  – общий расход пара из отборов в традиционном режиме;  $Q_{\text{у.т}}$  – теплота сгорания условного топлива, кДж/кг;  $\eta_{\text{к}}$  – КПД котла.

Рассмотрим алгоритм расчета эффективности работы тепловой электрической станции по новой технологии.

Расход пара, отпускаемого из отопительных отборов для 1-го и 2-го подогревателей низкого давления, определим из уравнения теплового баланса:

$$D_{\text{пнд-1,2}}^{\text{нов}} = \frac{G_{\text{пнд-1,2}}^{\text{нов}} \left( \tau_{\text{пнд-1,2}}^{\text{нов}} - \tau_{\text{пнд-1,2}}^{\text{нов}} \right) c}{i_{\text{пнд-1,2}}^{\text{нов}} - i_{\text{к пнд-1,2}}^{\text{нов}}}, \quad (59)$$

где  $G_{\text{пнд-1,2}}^{\text{нов}}$  – расход смешанного потока основного конденсата и добавочной питательной воды через ПНД-1 и ПНД-2, т/ч;  $\tau_{\text{пнд-1,2}}^{\text{нов}}$  – температура смешанного потока основного конденсата и добавочной питательной воды после ПНД-2, °С;  $\tau_{\text{пнд-1,2}}^{\text{нов}}$  – температура смешанного потока основного конденсата и добавочной питательной воды перед ПНД-1, °С;  $i_{\text{пнд-1,2}}^{\text{нов}}$  – средняя энтальпия пара 6-го и 7-го

отопительных отборов, кДж/кг;  $i_{\text{к ПНД-1,2}}^{\text{НОВ}}$  – энтальпия конденсата 6-го и 7-го отопительных отборов, кДж/кг.

Мощность  $N_{\text{тф ПНД-1,2}}^{\text{НОВ}}$ , кВт, развиваемую турбиной на тепловом потреблении за счет отопительных отборов пара на подогрев потоков воды в ПНД-1 и ПНД-2, определим по формуле:

$$N_{\text{тф ПНД-1,2}}^{\text{НОВ}} = D_{\text{ПНД-1,2}}^{\text{НОВ}} (i_o - i_{\text{ПНД-1,2}}^{\text{НОВ}}) \eta_{\text{э}} \eta_{\text{м}}. \quad (60)$$

Мощность, вырабатываемая паром отборов, расходуемым на регенеративный подогрев конденсата пара, используемого для подогрева потоков добавочной питательной воды и конденсата:

$$N_{\text{рег ПНД-1,2}}^{\text{НОВ}} = D_{\text{рег ПНД-1,2}}^{\text{НОВ}} (i_o - i_{\text{рег ПНД-1,2}}^{\text{НОВ}}) \eta_{\text{э}} \eta_{\text{м}}. \quad (61)$$

Расход пара условного эквивалентного регенеративного отбора для подогрева дополнительного потока конденсата:

$$D_{\text{рег ПНД-1,2}}^{\text{НОВ}} = \frac{D_{\text{ПНД-1,2}}^{\text{НОВ}} (i_{\text{п.в}} - i_{\text{к ПНД-1,2}}^{\text{НОВ}})}{i_{\text{рег ПНД-1,2}}^{\text{НОВ}} - i_{\text{п.в}}}. \quad (62)$$

Энтальпия пара условного эквивалентного регенеративного отбора:

$$i_{\text{рег ПНД-1,2}}^{\text{НОВ}} = 0,5 (i_o + i_{\text{ПНД-1,2}}^{\text{НОВ}}). \quad (63)$$

Расход пара, отпускаемого из регенеративных отборов для 3-го и 4-го подогревателей низкого давления, определим из уравнения теплового баланса:

$$D_{\text{ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}} = \frac{G_{\text{ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}} (\tau_{1 \text{ ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}} - \tau_{2 \text{ ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}}) c}{i_{\text{ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}} - i_{\text{к ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}}}, \quad (64)$$

где  $G_{\text{ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}}$  – расход основного конденсата через ПНД-3 и ПНД-4, т/ч;

$\tau_{1 \text{ ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}}$  – температура потока основного конденсата после ПНД-4, °С;

$\tau_{2 \text{ ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}}$  – температура потока основного конденсата перед ПНД-3, °С;

$i_{\text{ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}}$  – средняя энтальпия пара 4-го и 5-го регенеративных отборов, кДж/кг;

$i_{\text{К ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}}$  – средняя энтальпия конденсата 4-го и 5-го регенеративных отборов, кДж/кг.

Мощность  $N_{\text{ТФ ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}}$ , кВт, развиваемую турбиной на тепловом потреблении за счет регенеративных отборов пара на подогрев потоков добавочной питательной воды и конденсата в ПНД-3 и ПНД-4, определим по формуле:

$$N_{\text{ТФ ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}} = D_{\text{ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}} (i_o - i_{\text{ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}}) \eta_{\text{э}} \eta_{\text{м}}. \quad (65)$$

Мощность, вырабатываемая паром отборов, расходуемым на регенеративный подогрев конденсата пара, используемого для подогрева потоков добавочной питательной воды и конденсата, определяется по формуле:

$$N_{\text{рег ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}} = D_{\text{рег ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}} (i_o - i_{\text{рег ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}}) \eta_{\text{э}} \eta_{\text{м}}. \quad (66)$$

Расход пара условного эквивалентного регенеративного отбора для подогрева дополнительного потока конденсата:

$$D_{\text{рег ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}} = \frac{D_{\text{ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}} (i_{\text{п.в}} - i_{\text{К ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}})}{i_{\text{рег ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}} - i_{\text{п.в}}}. \quad (67)$$

Энтальпия пара условного эквивалентного регенеративного отбора:

$$i_{\text{рег ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}} = 0,5 (i_o + i_{\text{ПНД-3,4}}^{\text{НОВ}}). \quad (68)$$

Определим расход топлива на выработку упомянутых в алгоритме расчета расходов пара отборов в котле:

$$\Delta B_{\text{доп}} = \frac{D_{\text{нов}} (i_o - i_{\text{п.в}})}{Q_{\text{у.т}} \cdot \eta_{\text{к}}}, \quad (69)$$

где  $D_{\text{нов}}$  – общий расход пара из отборов при использовании новой технологии.

Годовая экономия условного топлива на ТЭЦ при использовании новой технологии составит:

$$\Delta B = \left( (\Delta N_{\text{тф}} + \Delta N_{\text{рег}}) (b_{\text{э}}^{\text{к}} - b_{\text{э}}^{\text{т}}) \cdot 10^{-3} \pm \Delta B_{\text{доп}} \right) n_{\text{час}}, \quad (70)$$

где  $b_3^k$  – удельный расход условного топлива на конденсационную выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч);  $b_3^T$  – удельный расход условного топлива на теплофикационную выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч);  $n_{\text{час}}$  – число часов использования турбины в теплофикационном режиме.

Экономичность предложенной технологии деаэрации добавочной питательной воды на ТЭЦ в денежном выражении можно определить как

$$\Delta \mathcal{E} = \Delta B \cdot C_T, \quad (71)$$

где  $C_T$  – цена условного топлива.

По представленному выше алгоритму был произведен расчет для теплофикационной турбины Т-100-130. Расход основного конденсата в теплофикационном режиме принят  $G_k = 16$  т/ч, температура конденсата  $t_k = 30^\circ\text{C}$ , расход рециркуляционного конденсата  $G_{\text{рец}} = 150$  т/ч. Расход и температура исходной воды для деаэратора и в исходном, и в новом режиме приняты соответственно  $G_{\text{доб}} = 150$  т/ч,  $t_{\text{и.в}} = 30^\circ\text{C}$ . Величины тепловых потоков через охладитель эжекторов, охладитель пара уплотнений и сальниковый подогреватель приняты на основе данных [129]  $Q_{\text{ос}} = 1,68$  МВт,  $Q_{\text{оу}} = 0,67$  МВт,  $Q_{\text{сп}} = 2,56$  МВт.

Расчет показал, что общая годовая экономия условного топлива при использовании нового решения для приведенных выше исходных данных составляет 2519,78 т.

При стоимости условного топлива в Ульяновске 3700 руб/т годовая экономия при охлаждении вспомогательных теплообменников турбоустановки добавочной питательной водой с пониженной температурой для принятых в расчете условий составляет в денежном выражении 9 323 186 руб.

Таким образом, применение новой технологии позволяет существенно повысить эффективность топливоиспользования при работе турбоустановок ТЭЦ в теплофикационном режиме.

Алгоритм расчета представлен в виде программного продукта «Расчет энергетической эффективности ТЭЦ при низкотемпературной дегазации добавочной питательной воды котлов природным газом» (рис. 26) [86]. Программа выполняет следующие функции:

- 1) расчет показателей работы ТЭЦ до изменения тепловой схемы;
- 2) расчета показателей тепловой экономичности ТЭЦ после изменения тепловой схемы;
- 3) расчет годовой экономии условного топлива на ТЭЦ после изменения тепловой схемы.

**Form1**

**Расчет энергетической эффективности ТЭЦ при низкотемпературной дегазации добавочной питательной воды котлов природным газом**

**Исходные данные**  
Турбина Т-100-130

Расход основного конденсата  
 $G_k = 16$  т/ч

Температура конденсата  
 $t_k = 30^\circ\text{C}$

Расход рециркуляционного конденсата  
 $G_{rec} = 150$  т/ч

Расход исходной воды  
 $G_{доб} = 150$  т/ч

Тепловой поток через охладитель эжекторов  
 $Q_{O3} = 1,68$  МВт

Тепловой поток через охладитель пара уплотнений  
 $Q_{OY} = 0,67$  МВт

Тепловой поток через сальниковый подогреватель  
 $Q_{СП} = 2,56$  МВт

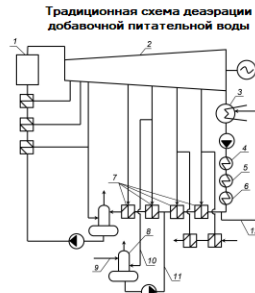
Энтальпия острого пара  
 $i_0 = 3496,145$  кДж/кг

Удельный расход условного топлива на конденсационную выработку электроэнергии  
 $b_2^* = 0,4$  кДж/кВт·ч

Удельный расход условного топлива на теплофикационную выработку электроэнергии  
 $b_3^* = 0,15$  кДж/кВт·ч

Число часов использования турбины  
 $n_{час} = 5000$  ч

**Традиционная схема дегазации добавочной питательной воды**



1 - паровой котел; 2 - теплофикационная турбина;  
3 - конденсатор; 4 - охладитель основного эжектора;  
5 - охладитель пара уплотнений;  
6 - сальниковый подогреватель;  
7 - подогреватели низкого давления; 8 - деаэрагор;  
9 - трубопровод исходной воды; 10 - трубопровод греющего агента;  
11 - трубопровод добавочной питательной воды;  
12 - трубопровод рециркуляции

**Расчет**

Температура конденсата после ОЗ, ОУ, СП  
 $t_k^*$   °C

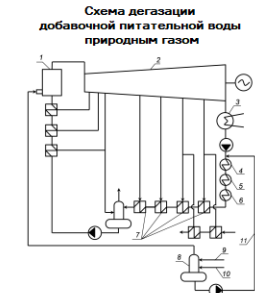
Расход пара, отпускаемого из отопительных отборов для 1-го и 2-го ПНД  
 $D_{ПНД-1,2}$   кг/с

Мощность развиваемая турбиной на тепловом потреблении за счет отборов пара на подогрев потоков воды в ПНД-1,2  
 $N_{тф}^{ПНД-1,2}$   кВт

Расход пара условного эквивалентного регенеративного отбора для подогрева дополнительного потока конденсата  
 $D_{рег}^{ПНД-1,2}$   кг/с

Мощность, вырабатываемая паром отборов на регенеративный подогрев конденсата пара, используемого для подогрева потоков воды  
 $N_{рег}^{ПНД-1,2}$   кВт

**Схема дегазации добавочной питательной воды природным газом**



1 - паровой котел; 2 - теплофикационная турбина;  
3 - конденсатор; 4 - охладитель основного эжектора;  
5 - охладитель пара уплотнений;  
6 - сальниковый подогреватель;  
7 - подогреватели низкого давления; 8 - деаэрагор;  
9 - газопровод; 10 - газопровод;  
11 - трубопровод добавочной питательной воды

**Расчет**

Расход пара, отпускаемого из отопительных отборов для 1-го и 2-го ПНД  
 $D'_{ПНД-1,2}$   кг/с

Мощность развиваемая турбиной на тепловом потреблении за счет отборов пара на подогрев потоков воды в ПНД-1,2  
 $N'_{тф}^{ПНД-1,2}$   кВт

Расход пара условного эквивалентного регенеративного отбора для подогрева дополнительного потока конденсата  
 $D'_{рег}^{ПНД-1,2}$   кг/с

Мощность, вырабатываемая паром отборов на регенеративный подогрев конденсата пара, используемого для подогрева потоков воды  
 $N'_{рег}^{ПНД-1,2}$   кВт

**Расчет**

Расход пара, отпускаемого из регенеративных отборов для 3-го и 4-го ПНД  
 $D_{ПНД-3,4}$   кг/с

Мощность развиваемая турбиной на тепловом потреблении за счет отборов пара на подогрев потоков воды в ПНД-3,4  
 $N_{тф}^{ПНД-3,4}$   кВт

Расход пара условного эквивалентного регенеративного отбора для подогрева дополнительного потока конденсата  
 $D_{рег}^{ПНД-3,4}$   кг/с

Мощность, вырабатываемая паром отборов на регенеративный подогрев конденсата пара, используемого для подогрева потоков воды  
 $N_{рег}^{ПНД-3,4}$   кВт

Мощность, потребляемая конденсатным насосом, обеспечивающим рециркуляцию  
 $N_{сн}$   кВт

**Годовая экономия условного топлива на ТЭЦ**  
 $\Delta B$   т

Рис. 26. Интерфейс программы «Расчет энергетической эффективности ТЭЦ при низкотемпературной дегазации добавочной питательной воды котлов природным газом»

### 4.3. Выводы по 4-ой главе

1. При использовании новой технологии низкотемпературной деаэрации подпиточной воды теплосети только на одной установке с турбиной Т-100-130 и

котлом паропроизводительностью 500 т/ч достигается годовая экономия условного топлива 4587,46 т.

2. Годовая экономия условного топлива при низкотемпературной деаэрации природным газом добавочной питательной воды котлов ТЭЦ при работе теплофикационных турбин в режимах с малыми пропусками пара в конденсатор составляет 2519,78 т в расчете на одну турбину Т-100-130.

## **ГЛАВА 5. АНАЛИЗ ИНВЕСТИЦИОННОЙ ПРИВЛЕКАТЕЛЬНОСТИ И СФЕРЫ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕХНОЛОГИИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ДЕАЭРАЦИИ ВОДЫ**

### **5.1. Техничко-экономическая оценка применения технологии низкотемпературной деаэрации воды**

Для оценки целесообразности промышленного применения новой технологии помимо расчета показателей энергетической эффективности необходимо определение инвестиционной привлекательности проектов с учетом капиталовложений в них.

Произведем расчет технико-экономических показателей при использовании газовой деаэрации подпиточной воды теплосети и газовой деаэрации добавочной питательной воды. Наибольшие капиталовложения при внедрении новой технологии требуются в дополнительные газопроводы и регуляторы давления газа.

Расчет проведен для двух вариантов подвода природного газа к деаэраторам: 1 вариант – деаэратор включен по рабочей среде в байпас основного газопровода котла, на основном газопроводе перед горелкой котла установлен регулирующий орган регулятора давления, который соединен с датчиком давления, установленным на газопроводе на выходе из деаэратора (рис. 27); 2 вариант – проведен отдельный газопровод природного газа от ГРП до котлов и деаэраторов (рис. 28).

В настоящее время одним из наиболее используемых критериев эффективности инвестиционных проектов является чистый дисконтированный доход, который позволяет оценить ожидаемую максимальную доходность проекта.

Интегральный метод чистого дисконтированного дохода основан на сопоставлении величины начальных инвестиций с общей суммой дисконтированных денежных поступлений, предполагаемых в течение срока использования инвестиций. Все денежные потоки при этом дисконтируются

(приводятся) к расчетному году с помощью коэффициента дисконтирования (ставки дисконта).

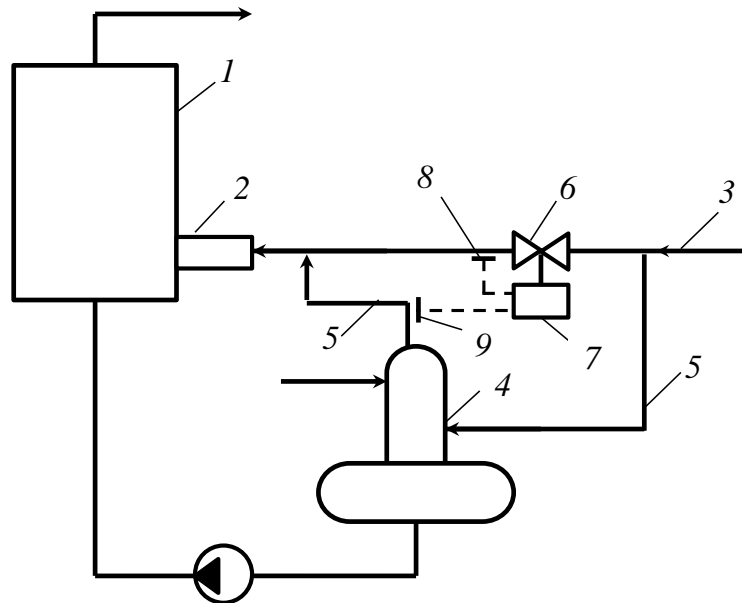


Рис. 27. Первый вариант подвода природного газа к деаэратору: 1 – котёл; 2 – горелка; 3 – газопровод природного газа; 4 – деаэратор; 5 – байпас основного газопровода; 6 – регулирующий орган регулятора давления; 7 – регулятор давления; 8 – датчик давления газа на выходе из деаэратора; 9 – датчик давления газа в основном газопроводе

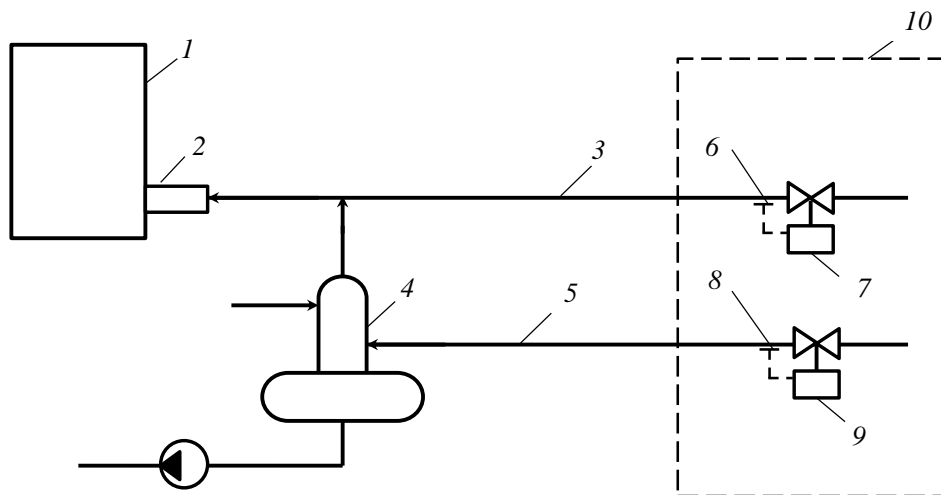


Рис. 28. Второй вариант подвода природного газа к деаэратору: 1 – котёл; 2 – горелка; 3 – газопровод природного газа на котёл; 4 – деаэратор; 5 – газопровода природного газа на деаэратор; 6 – датчик давления газа в основном газопроводе; 7 – регулятор давления газа на котёл; 8 – датчик давления природного газа для деаэратора; 9 – регулятор давления газа для деаэратора, 10 – ГРП



В общем виде чистый дисконтированный доход NPV (англ. Net Present Value), руб., для однократного вложения инвестиций рассчитывается по формуле:

$$NPV = \sum_{t=1}^T \frac{\Pi_t}{(1+R)^t} - K_{\text{инв}}, \quad (72)$$

где  $\Pi_t$  – поступления денежных средств в конце периода  $t$ , руб.;  $t$  – рассматриваемый период времени, год;  $T$  – срок жизни проекта, год;  $R$  – ставка (норма) дисконта;  $K_{\text{инв}}$  – капиталовложения, руб.

Величина капитальных затрат при внедрении предлагаемых технологий является сложным параметром, который включает в себя ряд составляющих, но в большей мере определяется суммой затрат на основные конструктивные элементы и затрат, связанных с изготовлением и монтажом этих элементов.

Капитальные затраты для предложенных технологий в общем виде определяются как:

$$K_{\text{инв}} = K_{\text{газ}} + K_{\text{р.д}}, \quad (73)$$

где  $K_{\text{газ}}$  – капитальные затраты на газопровод природного газа, руб.;  $K_{\text{р.д}}$  – капитальные затраты на регуляторы давления газа, руб.

Также необходимо учесть затраты, связанные с монтажом новых элементов, его мы принимаем равным 50% от капитальных затрат.

Целью настоящего технико-экономического исследования является оценка технико-экономической эффективности проектов реализации новых технологий низкотемпературной деаэрации воды путем определения чистого дисконтированного дохода и срока окупаемости проектов.

Принимаем ставку дисконтирования 15%. Инвестиционные вложения в проект принимаются однократные на начальном этапе. Ежегодный приток денежных средств постоянен. Расчет выполнен в ценах на 2016 г. Капитальные затраты на дополнительные газопроводы приняты применительно к Ульяновской ТЭЦ-1. Результаты расчета приведены в таблице 2.

### Расчет чистого дисконтированного дохода

Наименование	Подпиточная вода теплосети $G_{п.в.}=800$ т/ч		Добавочная питательная вода $G_{п.в.}=150$ т/ч	
	вариант 1	вариант 2	вариант 1	вариант 2
Чистый денежный приток, руб.	16973611	16973611	9323186	9323186
Капитальные затраты, руб.	396200	1702500	372500	1494500
NPV, руб.	14363461,74	13057161,74	7734618,26	6612618,26
Срок окупаемости, сут.	9	37	15	59

Из таблицы 2 следует, что экономия от внедрения новых технологий деаэрации подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлов существенно превышает капитальные затраты, а срок окупаемости составляет не более 2 месяцев. Малый срок окупаемости всех рассмотренных проектов свидетельствует о высоком инвестиционном потенциале энергосберегающих технологий низкотемпературной газовой деаэрации воды на тепловых электростанциях [122].

### 5.2. Оценка сферы применения технологии низкотемпературной деаэрации воды

Первоначально технология газовой деаэрации разрабатывалась для тепловых электростанций, где она обеспечивает существенное повышение энергетической эффективности теплофикационных турбоустановок.

Однако в дальнейшем выяснилось, что сфера применения газовой деаэрации гораздо шире. В частности, она может быть использована в установках, где по разным причинам невозможно применение традиционной технологии с использованием в качестве десорбирующего агента пара или перегретой воды в атмосферных и вакуумных деаэраторах, а требования к противокоррозионной

обработке воды достаточно высоки. Рассмотрим теплоэнергетические объекты, для которых газовая деаэрация является единственным реально осуществимым средством надежной противокоррозионной обработки воды.

### **Районные (квартальные) водогрейные котельные**

В этих установках для деаэрации подпиточной воды теплосети, как правило, применяются вакуумные деаэраторы.

Из-за отсутствия в водогрейных котельных пара в качестве греющего агента в вакуумных деаэраторах применяется перегретая относительно давления в деаэраторе сетевая вода. Основной проблемой, возникающей при использовании вакуумных деаэраторов в водогрейных котельных, является невозможность обеспечения технологически необходимого температурного режима вакуумной деаэрации в неотапительный период и в течение большей части отопительного периода. Для эффективной вакуумной деаэрации необходима температура греющего агента – перегретой сетевой воды не менее 90-100°C, однако в течение большей части года температура сетевой воды не достигает таких значений. В связи с этим на большинстве водогрейных котельных не обеспечивается требуемое качество противокоррозионной обработки подпиточной воды теплосети.

Поскольку водогрейные котельные практически во всех регионах России используют в качестве топлива природный газ, на таких котельных целесообразно применение рассмотренной выше технологии газовой деаэрации (рис. 29).

Как уже отмечалось, для газовой деаэрации воды могут быть использованы серийно выпускаемые аппараты. При расходе воды до 300 т/ч целесообразно использовать струйно-барботажные атмосферные деаэраторы с барботажной ступенью, расположенной в нижней части деаэрационной колонки. При больших расходах можно использовать струйно-барботажные вакуумные деаэраторы единичной производительностью 400 и 800 т/ч, выпускаемые Саратовским заводом энергетического машиностроения.

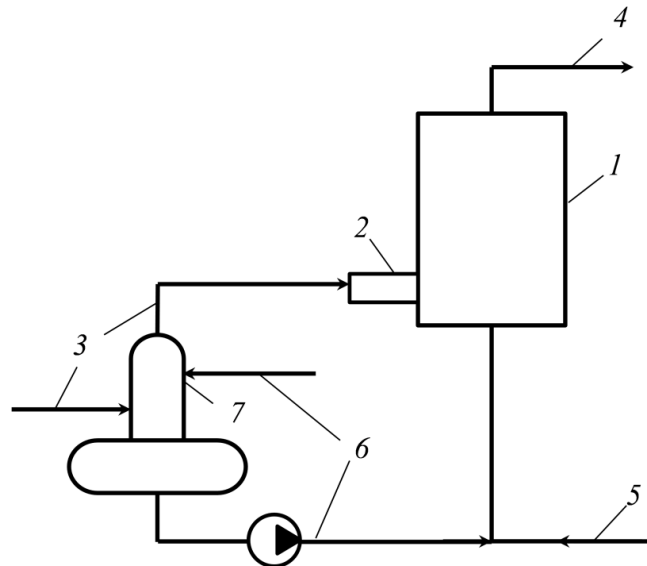


Рис. 29. Принципиальная схема газовой деаэрации подпиточной воды теплосети в водогрейной (квартирной) котельной: 1 – котел; 2 – горелка; 3 – газопровод; 4, 5 – сетевые трубопроводы; 6 – подпиточные трубопроводы теплосети; 7 – атмосферный или вакуумный деаэратор

Газовая деаэрация воды происходит под небольшим избыточным давлением. Как в атмосферных, так и в вакуумных аппаратах это давление соответствует давлению газа, подаваемого в горелки котла. В лаборатории НИЛ ТЭСУ было экспериментально доказано, что вакуумные деаэраторы при переводе их в режим работы с небольшим избыточным давлением (атмосферный режим) обеспечивают весьма высокую массообменную эффективность. Естественно, что необходимость в эжекторах вакуумной деаэрационной установки при газовой деаэрации отсутствует.

В большинстве случаев для газовой деаэрации в водогрейных котельных целесообразно применять атмосферные струйно-барботажные деаэраторы. Отметим, что высота установки атмосферных деаэраторов зависит от температуры деаэрированной воды. Так, при температуре  $104,3^{\circ}\text{C}$ , характерной для традиционной технологии атмосферной деаэрации с использованием в качестве греющего агента пара, необходимая высота установки деаэраторов, обеспечивающая нескипание воды на всасе подпиточных или питательных насосов, составляет 6-8 м [27]. При низкотемпературной газовой деаэрации такие

деаэраторы могут располагаться практически на любой высоте, удобной для компоновки котельной установки.

При реконструкции водогрейной котельной для газовой деаэрации могут также использоваться ранее установленные струйно-барботажные вакуумные деаэраторы конструкции ЦКТИ.

### **Автономные системы теплоснабжения**

Автономные системы теплоснабжения с крышными, пристроенными, отдельно стоящими водогрейными котельными получили в последнюю четверть века достаточно широкое распространение. Однако со временем стали выявляться порой непреодолимые проблемы, связанные с эксплуатацией автономных теплоисточников. Одна из таких проблем обусловлена пониженной надежностью работы котельной установки и всей автономной системы теплоснабжения из-за интенсивной внутренней коррозии оборудования и трубопроводов первичного и вторичного (в случае присоединения местных систем отопления и горячего водоснабжения через промежуточный теплообменник) контуров. Особенно остро эта проблема проявляется в регионах с высокой коррозионной активностью исходной природной воды.

Это связано с тем, что подпитка первичного и вторичного контуров автономной системы теплоснабжения осуществляется недеаэрированной сырой водой [95]. Опыт показывает, что практически во всех автономных системах теплоснабжения какая-либо противокоррозионная обработка воды для котлов, отопления и горячего водоснабжения отсутствует [23, 89].

Невозможность противокоррозионной обработки воды путем деаэрации в автономных котельных установках обусловлена объективными факторами: применение атмосферных деаэраторов невозможно из-за отсутствия пара, используемого в качестве десорбирующей среды, а применение вакуумных деаэраторов невозможно из-за отсутствия перегретой воды необходимой температуры (около 100°C и более).

В этих условиях эффективная противокоррозионная обработка воды для первичного и вторичного контуров автономных систем теплоснабжения может

быть осуществлена с помощью газовой деаэрации воды, тем более, что подавляющее большинство таких систем использует в качестве топлива природный газ. Принципиальная схема деаэрации воды аналогична изображенной на рис. 29 с поправками на схему конкретной автономной системы теплоснабжения (одноконтурную или двухконтурную).

Газовую деаэрацию воды для автономных систем теплоснабжения целесообразно осуществлять в атмосферных струйно-барботажных деаэраторах требуемой производительности. Выпуск деаэраторов малой производительности для автономных систем может быть налажен на Саратовском заводе энергетического машиностроения – основном отечественном производителе атмосферных и вакуумных деаэраторов.

Оценка сферы применения новой технологии показала, что низкотемпературная деаэрация с использованием в качестве десорбирующей среды природного газа является эффективным средством противокоррозионной обработки воды не только на тепловых электрических станциях, но и в районных (квартальных) водогрейных котельных и в автономных системах теплоснабжения, не имеющих источников пара, и где новая технология газовой деаэрации является практически единственным реально осуществимым средством эффективной противокоррозионной обработки воды [98, 108].

### **5.3. Выводы по 5-ой главе**

1. Экономия от внедрения новых технологий деаэрации подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлов существенно превышает капитальные затраты, срок окупаемости составляет не более 2 месяцев.

2. Низкотемпературная деаэрация с использованием в качестве десорбирующей среды природного газа является эффективным средством противокоррозионной обработки воды не только на тепловых электрических станциях, но и в районных (квартальных) водогрейных котельных и в автономных системах теплоснабжения, не имеющих источников пара.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработана и научно обоснована принципиально новая технология низкотемпературной деаэрации подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлов тепловых электрических станций с использованием в качестве десорбирующей среды природного газа.

2. Доказано, что нормативная массообменная эффективность деаэраторов, на которых в качестве десорбирующей среды используется природный газ, подаваемый в горелки котлов тепловых электростанций, обеспечивается при относительно невысоком расходе газа на деаэрацию. Оценены теоретически необходимый и реальный удельный расходы природного газа на деаэрацию. Разработан программный продукт для расчета массообменных характеристик деаэраторов «Расчет удельного расхода газа при низкотемпературной дегазации воды природным газом».

3. Определены гидродинамические характеристики струйно-барботажных деаэраторов при использовании в качестве десорбирующей среды природного газа: расчет скорости газа в отверстиях барботажного листа, высота газовой подушки под барботажным листом, обеспечивающая непробивной режим работы листа, а также скорость газа в струйной ступени, обеспечивающая отсутствие брызгоуноса из деаэрационной колонки. В результате доказано, что для газовой деаэрации воды могут применяться отечественные серийно выпускаемые струйно-барботажные деаэраторы. Разработан программный продукт «Расчет гидродинамических характеристик деаэратора при низкотемпературной дегазации воды природным газом».

4. Разработана методика расчета энергетической эффективности новой технологии деаэрации подпиточной воды теплосети. Разработан программный продукт «Расчет энергетической эффективности ТЭЦ при низкотемпературной дегазации подпиточной воды теплосети природным газом». Расчет показал, что только на одной установке с турбиной Т-100-130 и котлом паропроизводительностью 500 т/ч достигается годовая экономия условного топлива около 4587 т.

5. Разработана методика расчета энергетической эффективности ТЭЦ при низкотемпературной дегазации добавочной питательной воды котлов и использования этой воды для охлаждения вспомогательных теплообменников турбоустановки в режимах с малыми пропусками пара в конденсатор, реализованная в программном продукте «Расчет энергетической эффективности ТЭЦ при низкотемпературной дегазации добавочной питательной воды котлов природным газом». Расчет показал, что при применении новой технологии достигается годовая экономия условного топлива 2519 т в расчете на одну установку с турбиной Т-100-130.

6. Экономия от использования новой технологии низкотемпературной деаэрации подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлов существенно превышает капитальные затраты на внедрение технологии. Срок окупаемости технологии зависит от достигнутой экономии условного топлива и уровня капитальных затрат, но не превышает 2 месяцев. Показано, что низкотемпературная деаэрация с использованием в качестве десорбирующей среды природного газа является эффективным средством противокоррозионной обработки воды в теплоэнергетических установках различного назначения.



**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. А.с. 1328563 (СССР). МКИ5 F 01 K 17/02. Тепловая электрическая станция/ В.И. Шарапов// Открытия. Изобретения.1987. № 29.
2. А.с. 1366655 СССР, МКИ5 F01K17/02. Тепловая электрическая станция/ В.И. Шарапов// Открытия. Изобретения. 1988. № 2.
3. А.с. № 1163015 (СССР). МКИЗ F 01 K 13/00. Регенеративная сетевая установка теплофикационной паровой турбины/ Куличихин В.В., Тажиев Э.И., Антонов Э.И. и др. // Открытия. Изобретения. 1985. № 23.
4. Акользин, П.А. Коррозия и защита металла теплоэнергетического оборудования / П.А. Акользин. – М.: Энергоиздат, 1982. – 304.
5. Александров, А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: справ. / А.А. Александров, Б.А. Григорьев. – М.: Изд-во МЭИ, 2003. – 164 с.
6. Балабан-Ирменин, Ю.В. Применение ингибиторов для предотвращения внутренней коррозии трубопроводов систем теплоснабжения при высоком содержании кислорода в сетевой воде / Ю.В. Балабан-Ирменин, Н.Г. Фокина // Новости теплоснабжения. – 2007. – № 9.
7. Барочкин, А.Е. Экспериментальные исследования и моделирование технологических процессов атмосферной струйно-барботажной деаэрации воды / А.Е. Барочкин, В.Н. Виноградов, А.А. Коротков, Г.В. Ледуховский, А.В. Мошкарин // Теплоэнергетика. – 2010. – №8. – С. 21-25.
8. Барочкин, Е.В. Оптимальное управление межфазной поверхностью в барботажной ступени атмосферных деаэраторов / Е.В. Барочкин, В.П. Жуков, А.Ю. Ненаездников, А.Н. Беляков, А.Н. Росляков // Вестник ИГЭУ. – 2012. – № 4. – С. 58-61.
9. Барочкин, Е.В. Особенности декарбонизации воды термическими струйно-барботажными деаэраторами атмосферного давления / Е.В. Барочкин, А.В. Мошкарин, В.Н. Виноградов, Г.В. Ледуховский, А.А. Коротков // Теплоэнергетика. – 2012. – № 7. – С. 40.

10. Беляков, А.Н. Моделирование совмещенных теплообменных 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. – № 6. – 26-31.

11. Боровков, В.М. Оптимизация работы систем регенерации теплофикационных турбоустановок на режимах с минимальными пропусками пара в конденсатор / В.М. Боровков, С.М. Кошелев // Проблемы энергетики. – 2005. – № 7-8. – С. 9-14.

12. Бушуев, Е.Н. Контроль качества ионитов для обессоливания природной воды / Е.Н. Бушуев, В.В. Гостыков // Энергосбережение и водоподготовка. – 2008. – № 3. – С. 2-7.

13. Веселовская, Е.В. Опыт применения перспективных технологий водоподготовки на отечественных тепловых электростанциях / Е.В. Веселовская, А.Г. Шишло // Известия высших учебных заведений. Северо-кавказский регион. Серия: Технические науки. – 2016 – № 2 (190) – С. 62-66.

14. Веселовская, Е.В. Повышение экологических показателей водоподготовительных установок теплоэнергетических предприятий / Е.В. Веселовская, А.Г. Шишло // Известия высших учебных заведений. Северо-кавказский регион. Серия: Технические науки. – 2016 – № 4 (192) – С. 36-41.

15. Веселовская, Е.В. Современные проблемы реконструкции водоподготовительных установок теплоэнергетических предприятий / Е.В. Веселовская, О.В. Луконина, А.Г. Шишло // Известия высших учебных заведений. Северо-кавказский регион. Серия: Технические науки. – 2012 – № 2 – С. 63-66.

16. Виноградов, В.Н. Особенности нормирования и контроля водно-химического режима котла-утилизатора ПГУ с каскадной схемой непрерывной продувки / В.Н. Виноградов, Н.А. Ерёмина, А.Ю. Будаева // Энергосбережение и водоподготовка. – 2015. – № 4 (96). – С. 64-65.

17. Виноградов, В.Н. Особенности организации водно-химического режима тепловых сетей средствами химической обработки и деаэрации воды /

В.Н. Виноградов, Г.В. Ледуховский, И.А. Шатова // Вестник ИГЭУ. – 2006. – № 4. – С. 19-23.

18. Виноградов, В.Н. Совершенствование водно-химического режима ТЭЦ среднего давления / В.Н. Виноградов, И.А. Шатова, Г.В. Ледуховский, Ю.Е. Барочкин, Ю.Н. Дорошко, В.Н. Зайцев // Вестник ИГЭУ. – 2012. – № 3. – С. 5-10.

19. Вихрев, В.Ф. Водоподготовка / В.Ф. Вихрев, М.С. Шкроб. – М.: Энергия. 1973. – 416 с.

20. Воронов, В.Н. Водно-химические режимы ТЭС и АЭС / В.Н. Воронов, Т.И. Петрова. – М.: Издат. Дом МЭИ, 2009. – 390 с.

21. Галустов, В.С. Оценка экономичности деаэрационных колонок и расчет расхода греющего пара при атмосферной деаэрации воды / В.С. Галустов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2006. – № 6. – С. 25.

22. ГОСТ 16860-88. Деаэраторы термические. Типы, основные параметры, приемка, методы контроля. – М.: Изд-во стандартов. 1989. – 7 с.

23. ГОСТ 21563. Котлы водогрейные. Основные параметры и технические требования. – М.: Изд-во стандартов. 1996.

24. Гришук, И.К. Исследование работы барботажных тарелок / И.К. Гришук, Б.М. Стоялров // Теплоэнергетика. – 1960. – № 4.

25. Гришук, И.К. Наладка, эксплуатация и испытание деаэрационных колонок БКЗ / И.К. Гришук // Электрические станции. – 1957. – № 1.

26. Деаэраторы термические. Типы, основные параметры, приемка, методы контроля: ОСТ 16860-88. Введен в действие с 01.01.90. Переиздание 1999. – 56 с.

27. Делягин, Г.Н. Теплогенерирующие установки / Г.Н. Делягин, В.И. Лебедев, Б.А. Пермяков – М.: Стройиздат. 1986. – 559 с.

28. Егоров, П.В. Отечественные термические деаэраторы атмосферного давления / П.В. Егоров, А.С. Гиммельберг, В.Г. Михайлов, А.Н. Баева, М.В. Чупраков, Г.В. Григорьев // Теплоэнергетика. – 2016. – № 4. – С. 31-39.

29. Жадан, А.В. Обоснование выбора схемы предварительной обработки воды на ТЭС на основе метода ультрафильтрации / А.В. Жадан, Е.Н. Бушуев // Вестник ИГЭУ. – 2014. – № 2. – С. 5-9.
30. Иоффе, Л.С. Эксплуатация теплофикационных паровых турбин / Л.С. Иоффе, В.В. Коротенко – Екатеринбург: Урал. рабочий, 2002. – 160 с.
31. Касаткин, А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А.Г. Касаткин – М.: Химия, 1973. – 752 с.
32. Кондратьев, А.Д. Повышение производительности вакуумных деаэраторов / А.Д. Кондратьев, Ю.П. Зайков, Е.П. Ейбог, Н.Ф. Мелентьев, А.А.Лепешкина // Электрические станции. – № 10. – 1988.
33. Кондратьев, А.Д. Повышение производительности деаэратора вакуумного типа для подпиточной воды ТЭЦ / А.Д. Кондратьев, Л.Н. Курнык // Энергетик. – 1979. – № 7.
34. Кондратьев, А.Д. Модернизация серийных струйно-барботажных деаэраторов ДВ-800 / А.Д. Кондратьев, Л.Н. Курнык, Т.Н. Яловец // Электрические станции. – 1985. – № 10.
35. Кувшинов, О.М. Щелевые деаэраторы КВАРК – эффективное устройство для деаэрации жидкости / О.М. Кувшинов // Промышленная энергетика. – 2007. – № 7. – С. 18-29.
36. 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.
37. Кудрявцева (Мингараева), Е.В. Массообменная эффективность низкотемпературной деаэрации и декарбонизации подпиточной воды теплосети на ТЭЦ / Е.В. Кудрявцева (Мингараева), В.И. Шарапов // Тезисы докладов и сообщений XV Минского международного форума по тепломассообмену. Т. 3. – Минск, Беларусь. 23-26 мая 2016 г. – С. 352-355.
38. Кудрявцева (Мингараева), Е.В. Низкотемпературная дегазация воды на тепловых электростанциях / Е.В. Кудрявцева (Мингараева) // Проблемы

газодинамики и теплообмена в энергетических установках: Труды XX школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева. – Звенигород, 2015. – С. 115-118.

39. Кудрявцева (Мингараева), Е.В. Повышение энергетической эффективности ТЭЦ путем совершенствования технологий деаэрации подпиточной воды теплосети / Е.В. Кудрявцева (Мингараева), В.И. Шарапов // IX Семинар вузов по теплофизике и энергетике: Сборник материалов докладов Международной конференции. Т. 3. – Казань: КГЭУ, 2015. – С. 91-99.

40. Кудрявцева (Мингараева), Е.В. Разработка энергоэффективной технологии подготовки воды для систем теплоснабжения / Е.В. Кудрявцева (Мингараева), В.И. Шарапов // Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции: Сборник докладов VI Международной научно-технической конференции. – 25-27 ноября 2015 г. М.: НИУ МГСУ, 2015. – С. 229-235.

41. Куличихин, В.В. Совершенствование режимов эксплуатации турбоагрегатов / В.В. Куличихин – М.: Полиграфический Центр МЭИ (ТУ), 2010. – 258 с.

42. Курнык, Л.Н. Проблемы и перспективы усовершенствования вакуумных деаэраторов / Л.Н. Курнык, В.А. Герлига, Н.П. Мороз // Электрические станции. – 1988. – № 10.

43. Кутателадзе, С.С. Гидравлика газожидкостных систем / С.С. Кутателадзе, М.А. Стырикович. – М.: Гос. энер. изд-во, 1958. – 232 с.

44. Кутателадзе, С.С. Гидродинамика газожидкостных систем / С.С. Кутателадзе, М.А. Стырикович. – М.: Энергия, 1976. – 296 с.

45. Ларин, А.Б. Совершенствование химического контроля водно-химического режима ТЭС на основе измерений удельной электрической проводимости и рН / А.Б. Ларин, Б.М. Ларин // Теплоэнергетика. – 2016. – № 5. – С. 70-74.

46. Ларин, Б.М. Совершенствование водоподготовки на ТЭС / Б.М. Ларин, Е.Н. Бушуев, А.Б. Ларин, Е.А. Карпычев, А.В. Жадан // Теплоэнергетика. – 2015. – № 4. – С. 58.

47. Ларин, Б.М. Технологическое и экологическое совершенствование водоподготовительных установок на ТЭС / Б.М. Ларин, Е.Н. Бушуев, Н.В. Бушуева // Теплоэнергетика. – 2001. – № 8. – С. 23-27.

48. 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. – № 3. – С. 5-12.

49. 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, Е.В. Барочкин, А.А. Коротков // Теплоэнергетика. – 2015. – № 7. – С. 68.

50. Ледуховский, Г.В. Реконструкция атмосферных струйных деаэраторов с применением кавитационных деаэрационных устройств «АВАКС» / Г.В. Ледуховский, В.Н. Виноградов, И.А. Шатова, А.А. Разинков // Вестник ИГЭУ. – 2014. – № 6. – С. 5-10.

51. Ледуховский, Г.В. Совершенствование технологий десорбции кислорода в струйно-барботажных деаэраторах атмосферного давления: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14 / Ледуховский Григорий Васильевич. – Иваново, 2008. – 226 с.

52. Ледуховский, Г.В. Эмпирическое обеспечение ячеечных моделей теплообмена в системе «вода – водяной пар» и десорбции растворенного кислорода в элементах атмосферных деаэраторов / Г.В. Ледуховский, В.П. Жуков // Вестник ИГЭУ. – 2017. – № 3. – С. 5-13.

53. 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.

54. Малинина, О.В. Технологии транспорта и утилизации выпара термических деаэраторов / О.В. Малинина // Проблемы энергетики. Известия вузов. – 2004. – № 3-4. – С. 100-111.

55. Методика расчета энергетической эффективности технологий подготовки воды на тепловых электростанциях / В.И. Шарапов, П.Б. Пазушкин, Д.В. Цюра, Е.В. Макарова // Проблемы энергетики. Известия вузов. 2002. № 7-8. С. 22-35.
56. Методические указания по эксплуатации конденсационных установок паровых турбин электростанций: РД 34.30.501 (МУ 34–70–122–85). – М.: СПО Союзтехэнерго, 1986. – 214 с.
57. Мошкарин, А.В. Экспериментальные исследования и моделирование технологических процессов атмосферной струйно-барботажной деаэрации воды / А.В. Мошкарин, В.Н. Виноградов, Г.В. Ледуховский, А.А. Коротков, А.Е. Барочкин // Теплоэнергетика. – 2010. – № 8. – С. 21-25.
58. Назмеев, Ю.Г. Теплообменные аппараты ТЭС / Ю.Г. Назмеев, В.М. Лавыгин. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 288 с.
59. Оликер, И.И. Работа термического деаэратора атмосферного давления с барботажным устройством ЦКТИ / И.И. Оликер, В.А. Пермяков, Н.М. Бранч // Теплоэнергетика. – 1965. – № 9.
60. Оликер, И.И. Термическая деаэрация воды в отопительно-производственных котельных и тепловых сетях / И.И. Оликер. – Л.: Стройиздат, 1972. – 137 с.
61. Оликер, И.И. Термическая деаэрация воды на тепловых электростанциях / И.И. Оликер, В.А. Пермяков. – Л.: Изд-во «Энергия», 1971. – 185 с.
62. Орлов, М.Е. Экспериментальное исследование и математическое моделирование процессов десорбции коррозионно-активных газов в водоподготовительных установках теплофикационных систем / М.Е. Орлов, В.И. Шарапов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2016. – № 1 (99). – С. 3-8.
63. Патент № 2143401 (Россия). МПК С 02 F 1/20. Способ эксплуатации вакуумной деаэрационной установки/ В.И. Шарапов // Открытия. Изобретения. 1999. № 36. Заявл. 17.02.1998, № 98102559.

64. Патент № 2237814 (Россия). МПК F 01 K 13/00. Способ работы тепловой электрической станции / В.И. Шарапов, Е.В. Макарова // Открытия. Изобретения. 2004. № 28. Заявл. 12.05.2003, № 2003114006.

65. Патент № 2298663 (Россия). МПК F 01 K 17/02. Способ работы тепловой электрической станции/ В.И. Шарапов, Е.В. Макарова, Маликов М.А.// Открытия. Изобретения. 2007. № 13. Заявл. 08.11.2005, № 2005134621.

66. Патент № 2299334 (Россия). МПК F 01 K 13/00. Способ работы тепловой электрической станции/ В.И. Шарапов, Е.В. Макарова, М.А. Маликов// Открытия. Изобретения. 2007. № 14. Заявл. 09.12.2005, № 2005138395.

67. Патент № 2309260 (Россия). МПК F 01 K 13/00. Способ работы тепловой электрической станции/ В.И. Шарапов, Е.В. Макарова, М.А. Маликов// Открытия. Изобретения. 2007. № 30. Заявл. 23.12.2005, № 2005140532.

68. Патент № 2324824 (Россия). МПК F 01 K 17/02. Способ контроля герметичности вакуумных систем турбоустановок/ В.И. Шарапов, М.А. Маликов// Открытия. Изобретения. 2008. № 14. Заявл. 14.09.2006, № 2006133056.

69. Патент № 2324825 (Россия). МПК F 01 K 17/02. Тепловая электрическая станция/ В.И. Шарапов, М.А. Маликов// Открытия. Изобретения. 2008. № 14. Заявл. 14.09.2006, № 2006133059.

70. Патент № 2537656 Российская Федерация, МПК F 01 K 17/00 Способ работы тепловой электрической станции / В.И. Шарапов, О.В. Пазушкина, Е.В. Кудрявцева (Мингараева); заявитель и патентообладатель Ульянов. гос. техн. ун.-т. – № 2013134087/06; заявл. 19.07.2013; опубл. 10.01.2015, Бюл. № 1.

71. Патент № 2538000 Российская Федерация, МПК F 01 K 17/00 Тепловая электрическая станция / В.И. Шарапов, О.В. Пазушкина, Е.В. Кудрявцева (Мингараева), А.С. Курочкина; заявитель и патентообладатель Ульянов. гос. техн. ун.-т. – № 2013136439/06; заявл. 02.08.2013; опубл. 10.01.2015, Бюл. № 1.

72. Патент № 2548962 Российская Федерация, МПК C 02 F 1/20 Способ деаэрации воды для тепловой электрической станции / В.И. Шарапов, О.В. Пазушкина, Е.В. Кудрявцева (Мингараева), А.С. Курочкина; заявитель и



патентообладатель Ульянов. гос. техн. ун.-т. – № 2013135390/05; заявл. 26.07.2013; опубл. 20.04.2015, Бюл. № 11.

73. Патент № 2580768 Российская Федерация, МПК F 01 K 17/02 Способ выработки электроэнергии тепловой электрической станцией / В.И. Шарапов, О.В. Пазушкина, Е.В. Кудрявцева (Мингараева); заявитель и патентообладатель Ульянов. гос. техн. ун.-т. – № 2014134475/02; заявл. 22.08.2014; опубл. 10.04.2016, Бюл. № 10.

74. Патент № 2580769 Российская Федерация, МПК F 01 K 17/02 Способ подогрева добавочной питательной воды в тепловой электрической станции / В.И. Шарапов, Е.В. Кудрявцева (Мингараева); заявитель и патентообладатель Ульянов. гос. техн. ун.-т. – № 2014134478/02; заявл. 22.08.2014; опубл. 10.04.2016, Бюл. № 10.

75. Патент № 2580847 Российская Федерация, МПК F 01 K 17/02 Способ контроля герметичности вакуумных систем турбоустановок / В.И. Шарапов, М.М. Замалеев, Е.В. Кудрявцева (Мингараева); заявитель и патентообладатель Ульянов. гос. техн. ун.-т. – № 2015109331/06; заявл. 17.03.2015; опубл. 10.04.2016, Бюл. № 10.

76. Патент № 2580850 Российская Федерация, МПК F 01 K 17/02 Способ контроля герметичности вакуумных систем турбоустановок / В.И. Шарапов, М.М. Замалеев, Е.В. Кудрявцева (Мингараева); заявитель и патентообладатель Ульянов. гос. техн. ун.-т. – № 2015109329/06; заявл. 17.03.2015; опубл. 10.04.2016, Бюл. № 10.

77. Патент № 2607439 Российская Федерация, МПК F 01 K 17/04 Вакуумная деаэрационная установка добавочной питательной воды тепловой электрической станции / В.И. Шарапов, Е.В. Кудрявцева (Мингараева), Л.А. Кольцова; заявитель и патентообладатель Ульянов. гос. техн. ун.-т. – № 2015152656; заявл. 08.12.2015; опубл. 10.01.2017, Бюл. № 1.

78. Перли, Г.И. Усовершенствование термических деаэраторов / Г.И. Перли, М.С. Скибицкий // Электрические станции. – 1962. – № 1.

79. Пермяков, В.А. Исследование эффективности применения парового барботажа в термических деаэраторах электростанций: дис. ... канд. техн. наук: 0305 / Пермяков Владимир Андреевич. – М., 1954. – 209 с.

80. Правила технической эксплуатации тепловых электрических станций и сетей Российской Федерации: офиц. текст: утв. Приказом Минэнерго России № 229 от 19.06.03: введ. в действие с 30.06.03: зарег. в Минюсте России 20.06.03 № 4799. – М.: Омега-Л, 2006. – 256 с.

81. Рамм, В.М. Абсорбция газов / В.М. Рамм // – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 1976. – 656 с.

82. Расчет и проектирование термических деаэраторов: РТМ 108.030.21-78 / В.А. Пермяков [и др.]. – Л.: НПО ЦКТИ, 1979. – 130 с.

83. Саратовский завод энергетического машиностроения. Каталог водоподготовительного оборудования / <http://www.sarzem.ru/>.

84. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018611699 Расчет гидродинамических характеристик деаэратора при низкотемпературной дегазации воды природным газом / В.И. Шарапов, Е.В. Кудрявцева (Мингараева), О.В. Пазушкина (РФ). – № 2017663015; заявл. 13.12.2017; опубл. 06.02.2018.

85. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018611701 Расчет удельного расхода газа при низкотемпературной дегазации воды природным газом / В.И. Шарапов, Е.В. Кудрявцева (Мингараева), О.В. Пазушкина (РФ). – № 2017663017; заявл. 13.12.2017; опубл. 06.02.2018.

86. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018611702 Расчет энергетической эффективности ТЭЦ при низкотемпературной дегазации добавочной питательной воды котлов природным газом / В.И. Шарапов, Е.В. Кудрявцева (Мингараева), О.В. Пазушкина (РФ). – № 2017663018; заявл. 13.12.2017; опубл. 06.02.2018.

87. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018611704 Расчет энергетической эффективности ТЭЦ при низкотемпературной дегазации подпиточной воды теплосети природным газом /

В.И. Шарапов, Е.В. Кудрявцева (Мингараева), О.В. Пазушкина (РФ). – № 2017663019; заявл. 13.12.2017; опубл. 06.02.2018.

88. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети / Е.Я. Соколов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 360 с.

89. СП 41-104-2000. Проектирование автономных источников теплоснабжения.

90. Справочник по теплообменным аппаратам энергетических установок / Ю.М. Бродов [и др.]; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. Ю.М. Бродова. – М.: Издат. дом МЭИ, 2008. – 480 с.

91. Теплообменная аппаратура паротурбинных установок// Труды ЦКТИ. 1965. № 63.

92. Тесис, А.М. Интенсификация рабочего процесса вакуумных деаэраторов / А.М. Тесис, В.Ф. Костылев, Л.П. Окунев // Электрические станции. 1987. № 11.

93. Трухний, А.Д. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки / А.Д. Трухний, Б.В. Ломакин. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. – 540 с.

94. Феткуллов, М.Р. Совершенствование технологий термической деаэрации воды тепловых электрических станций: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14 / Феткуллов Марат Рифатович. Ульяновск, 2005. – 159 с.

95. Хаванов, П.А. Источники теплоты автономных систем теплоснабжения / П.А. Хаванов // АВОК. – 2002. – № 1. – С. 14-21.

96. 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.

97. Шарапов, В.И. Гидродинамические условия работы деаэраторов на природном газе / В.И. Шарапов, Е.В. Кудрявцева (Мингараева) // Энергосбережение и водоподготовка. – 2017. – № 1. – С. 13-16.

98. Шарапов, В.И. Деаэрация воды в теплоэнергетических установках, не имеющих источников пара / В.И. Шарапов, Е.В. Кудрявцева (Мингараева) // Энергетик. – 2017. – № 8. – С. 52-54.

99. Шарапов, В.И. Использование природного газа в качестве десорбирующего агента в дегазаторах / В.И. Шарапов, О.В. Пазушкина, Е.В. Кудрявцева (Мингараева) // Промышленная энергетика. – 2015. – № 6. – С. 34-37.

100. Шарапов, В.И. Массообмен и гидродинамика деаэраторов ТЭС при использовании в качестве десорбирующей среды природного газа / В.И. Шарапов, Е.В. Кудрявцева (Мингараева), О.В. Пазушкина // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2017. Т.9 – № 1-2. – С. 86-94.

101. Шарапов, В.И. Массообменная и энергетическая эффективность низкотемпературной дегазации воды на тепловых электростанциях / В.И. Шарапов, О.В. Пазушкина, Е.В. Кудрявцева (Мингараева) // Труды Академэнерго. – 2014. – № 3. – С. 48-56.

102. Шарапов, В.И. О возможности повышения энергетической эффективности ТЭЦ путем совершенствования технологий деаэрации подпиточной воды теплосети / В.И. Шарапов, О.В. Пазушкина, Е.В. Кудрявцева (Мингараева) // Энергосбережение и водоподготовка. – 2014. – № 4. – С. 3-5.

103. Шарапов, В.И. О возможных путях решения проблем герметичности вакуумных систем турбоустановок / В.И. Шарапов, М.А. Маликов // Проблемы теплоэнергетики: сборник научных трудов. – Саратов: Сар. гос. техн. унив. 2011. – С. 142-146.

104. 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.

105. Шарапов, В.И. О применении кислородомеров при исследовании и эксплуатации теплоэнергетического оборудования / В.И. Шарапов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2005. – № 5. – С. 3-7.

106. Шарапов, В.И. О регулировании термических деаэраторов / В.И. Шарапов, Д.В. Цюра // Электрические станции. – 2000. – № 7.

107. Шарапов, В.И. О реконструкции вакуумных деаэраторов / В.И. Шарапов // Промышленная энергетика. – 1999 – № 5. — С.17-20.

108. Шарапов, В.И. О сфере применения газовой деаэрации / В.И. Шарапов, Е.В. Кудрявцева (Мингараева) // Труды Академэнерго. – 2017. – № 2. – С. 71-83.

109. Шарапов, В.И. Об особенностях работы теплофикационных турбин в режимах с малыми пропусками пара в конденсатор / В.И. Шарапов, Е.В. Кудрявцева (Мингараева) // Проблемы теплоэнергетики: Сборник научных трудов по материалам XII Международной научно-технической конференции. Выпуск 3. – Саратов: СарГТУ, 2014. – С. 95-99.

110. Шарапов, В.И. Об энергетической эффективности управления деаэраторами ТЭЦ по нескольким параметрам / В.И. Шарапов, М.Р. Феткулов, Д.В. Цюра // Проблемы энергетики. Известия вузов. – 2005. – № 3-4. – С. 46-54.

111. Шарапов, В.И. Определение характеристик массообмена, гидродинамики и энергетической эффективности низкотемпературной деаэрации воды на ТЭС / В.И. Шарапов, Е.В. Кудрявцева (Мингараева) // Проблемы совершенствования топливно-энергетического комплекса. – Сборник научных трудов. Выпуск 8. Материалы XIII Международной конференции. – 01-03 ноября 2016 г. Саратов: СарГТУ. – 2016. – С. 175-178.

112. Шарапов, В.И. Оценка возможностей обработки воды с использованием в качестве десорбента природного газа в установках различного назначения / В.И. Шарапов, Е.В. Кудрявцева (Мингараева) // Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности: Сборник научных трудов Седьмой Международной научно-технической конференции. Т. 2. – Ульяновск: УлГТУ. – 2017. – С. 197-211.

113. Шарапов, В.И. Повышение эффективности работы теплообменного оборудования турбоустановок ТЭЦ / В.И. Шарапов, М.А. Маликов. – Ульяновск: УлГТУ, 2012. – 241 с.

114. Шарапов, В.И. Подготовка подпиточной воды систем теплоснабжения с применением вакуумных деаэраторов / В.И. Шарапов. – М.: Энергоатомиздат, 1996. – 176 с.

115. Шарапов, В.И. Показатели массообмена и гидродинамики дегазаторов при использовании в качестве десорбента природного газа / В.И. Шарапов, Е.В. Кудрявцева (Мингараева), О.В. Пазушкина // Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности: Сборник научных трудов Седьмой Международной научно-технической конференции. Т. 2. – Ульяновск: УлГТУ. – 2017. – С. 172-179.

116. Шарапов, В.И. Проблемы герметичности вакуумных систем турбоустановок и пути их решения / В.И. Шарапов, М.А. Маликов // Проблемы тепломассообмена и гидродинамики в энергомашиностроении. Материалы докладов VII школы-семинара молодых ученых и специалистов академика РАН В.Е. Алемасова. Казань. 15-17 сен. 2010. – Казань: Изд-во Казанск. ун-та, 2010. – С. 388-391.

117. Шарапов, В.И. Проверка деаэрата «АВАКС» в промышленной эксплуатации / В.И. Шарапов, М.Е. Орлов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2008. – № 2 (52). – С. 60-62.

118. Шарапов, В.И. Методика оценки энергетической эффективности структурных изменений в тепловых схемах ТЭС // В.И. Шарапов // Труды Академэнерго. – 2015. – № 2. – С. 27-37.

119. Шарапов, В.И. Способы контроля герметичности вакуумных систем турбин и вакуумных деаэраторов / В.И. Шарапов, М.М. Замалеев, Е.В. Кудрявцева (Мингараева) // Электрические станции. – 2015. – № 5. – С. 24-27.

120. Шарапов, В.И. Способы обнаружения мест разгерметизации теплоэнергетического оборудования, работающего под вакуумом / В.И. Шарапов, М.М. Замалеев, Е.В. Кудрявцева (Мингараева) // Проблемы энергетики. Известия вузов. – 2015. – № 3-4. – С. 3-10.

121. Шарапов, В.И. Термические деаэратеры / В.И. Шарапов, Д.В. Цюра // Ульяновск: УлГТУ, 2003 – 560 с.

122. Шарапов, В.И. Технико-экономическая оценка применения технологий низкотемпературной деаэрации воды / В.И. Шарапов, Е.В. Кудрявцева (Мингараева) // Промышленная энергетика. – 2017. – № 6. – С. 23-26.

123. Шарапов, В.И. Технологии обнаружения мест разгерметизации вакуумных систем турбин и вакуумных деаэрационных установок / В.И. Шарапов, Е.В. Кудрявцева (Мингараева) // Проблемы совершенствования топливно-энергетического комплекса. – Сборник научных трудов. Выпуск 8. Материалы XIII Международной конференции. – 01-03.11.2016 г. Саратов: СарГТУ. 2016. – С.157-161.

124. Шарапов, В.И. Технологии управления термическими деаэраторами тепловых электростанций / В.И. Шарапов, М.Р. Феткуллов // Труды Академэнерго. – 2012. – № 4. – С. 54-72.

125. 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.

126. Шарапов, В.И. Энергетическая эффективность низкотемпературной деаэрации подпиточной воды теплосети / В.И. Шарапов, Е.В. Кудрявцева (Мингараева) // Электрические станции. – 2016. – № 2. – С. 23-26.

127. Шарапов, В.И. Энергосберегающие технологии термической деаэрации воды в теплоэнергетических установках / В.И. Шарапов, Д.В. Цюра // Энергосбережение. – 1999. – № 3. – С. 39-41.

128. Шарапов, В.И. Энергоэффективный способ низкотемпературной деаэрации подпиточной воды теплосети на ТЭЦ / В.И. Шарапов, О.В. Пазушкина, Е.В. Кудрявцева (Мингараева) // Теплоэнергетика. – 2016. – № 1. – С. 59-63.

129. Шемпелев А.Г. Разработка, исследование и реализация методов повышения эффективности оборудования технологических подсистем теплофикационных паротурбинных установок: дис. на соискание ученой степени д.т.н. Киров, 2011. 379 с.

130. Athey, R.E. Combined cycle cogeneration power plants benefit from cold deaerated HRSG feedwater / R.E. Athey, E. Spencer // The American Society of Mechanical Engineers. – 1991. – P. 1-8.

131. Athey, R.E. Condensate oxygen control in a combined cycle system without a conventional deaerator – test results / R.E. Athey, B.J. Martin, E. Spencer, // Electric Power Research Institute Condenser Technology Conference. – 1990. – P. 1-8.

132. Athey, R.E. Deaerating condenser boosts combined-cycle plant efficiency / R.E. Athey, E. Spencer // Power Engineering. – July, 1992. – P. 1-5.

133. Cotton, I.J. Optimize oxygen control in your boiler-feed system / I.J. Cotton // Power. 1980. № 4.

134. Kingsbury A.W., Pfilips E.L. Vakuum Deaerator Design// Transaction of ASME, series A. 1961/ Vol. 83, № 4.

135. Kingsbury A.W., Pfillips E.L. Vacuum Deaerator Design // Transaction of ASME, series A. 1961. Vol. 83. № 4. P. 3-12.

136. Kittredge A.E. Evaluate Your Deaerator Perfomance// Power.1958. № 4. P. 88-90, 204-212.

137. Kittredge A.E. Evaluate Your Deaerator Performance// Power. 1958. № 4. P. 88-90, 204-212.

138. Leduhovsky, G.V. Modeling The Water Decarbonization Processes In Atmospheric Deaerators / G.V., Leduhovsky // Thermal engineering. – 2017. Vol. 64. No. 2, pp. 127-133.

139. Leduhovsky, G.V. Predicting the indicators characterizing the water decarbonization efficiency when using atmospheric-pressure thermal deaerators without subjecting water to steam bubbling in the deaerator tank / G.V. Leduhovsky, S.D. Gorshenin, V.N. Vinogradov, E.V. Barochkin, A.A. Korotkov // Thermal engineering. – 2015 – Vol. 62. No. 7. – pp. 526-533.

140. Metcalf J.H. Inhibition and corrosion control practices for boiler woters. – In: Corrosion Inhibitors, edited by C.C. Nathan, Houston, 1973,

141. Prince R.G/ Intern. Sympos. Distill. 1960.

142. Ribon C., Berge I. Magnetite deposit in boilers from iron in solution// Proceeding of American Power Conference. Chicago. 1970.



143. Sharapov V.I., Tsyura D.V. The water thermal deaeration processes management technologies// Russian national symposium on power engineering. Kazan: KSPEU.2001.

144. Sharapov, V.I. Energy Efficiency of Low-Temperature Deaeration of Makeup Water for a District Heating System / V.I. Sharapov, E.V. Kudryavtseva (Mingaraeva) // Power Technology and Engineering. Vol. 50. No 2. – 2016. – P. 204-207.

145. Sharapov, V.I. Energy-Effective Method for Low-Temperature Deaeration of Make-up Water on the Heating Supply System of Heat Power Plants / V.I. Sharapov, O.V. Pazushkina, E.V. Kudryavtseva (Mingaraeva) // Thermal Engineering. Vol. 63. No. 1. – 2016. –P. 56-60.

146. Sharapov, V.I. Hydrodynamics and mass transfer deaeration of water on thermal power plants when used natural gas as a desorbing agent / V.I. Sharapov, E.V. Kudryavtseva (Mingaraeva) // Journal of Physics: Conference Series. – 2017.

147. Sharapov, V.I. Methods for Monitoring the Vacuum Seals of Turbine Systems and Vacuum Deaerators / V.I. Sharapov, M.M. Zamaleev, E.V. Kudryavtseva (Mingaraeva) // Power Technology and Engineering. Vol. 49. No. 4. – 2015. – P. 287-290.

148. Sisson W. Nomogram determines relationship between alkalinity, pH, CO<sub>2</sub>// Power engineering. 1980. Vol.84.№1.

149. Trace W. Condensate Corrosion Inhibition. A novel approach.-Mat. Perf., 1981.Vol. 20, May.

150. Upmalis A. Die Thermische Entgasung von Kesselspeisewasser in Warmekratwerken// Wärme. 1974/ № 3. S. 41-45.

151. Zimmerman M.A. New Technique for Chemically Degassing Boiler Feedwater// Mitteilungen der VGB. 1948. № 2/3.

## ПРИЛОЖЕНИЕ



Филиал «Ульяновский» ПАО «Т Плюс»

**УТВЕРЖДАЮ**  
 Главный инженер  
 Филиала «Ульяновский»  
 ПАО «Т Плюс» к.т.н., доцент  
 М. Р. Феткуллов



7 декабря 2017 г.

### АКТ

#### **об использовании результатов диссертационной работы аспиранта ФГБОУ ВО «Ульяновский государственный технический университет» Кудрявцевой Екатерины Валерьевны**

Настоящий акт составлен о том, что на Ульяновской ТЭЦ-1, являющейся структурным подразделением Филиала «Ульяновский» ПАО «Т Плюс», приняты к использованию и внедрены созданные аспирантом кафедры ТГВ Ульяновского государственного технического университета Кудрявцевой Екатерины Валерьевны разработки.

Наибольшую ценность из разработок Е.В. Кудрявцевой имеет разработанная ею принципиально новая технология низкотемпературной дегазации подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлов ТЭЦ (патенты № 2537656, № 2538000, № 2580768). Эта технология позволяет обеспечить годовую экономию для условий Ульяновской ТЭЦ-1 4587 тонн условного топлива или 16973611 руб. в денежном выражении.

Новую технологию противокоррозионной обработки воды планируется внедрить при реализации проектов модернизации Ульяновской ТЭЦ-1.

Кроме того, на электростанции уже внедрена разработанная при участии Е.В. Кудрявцевой технология определения неплотности вакуумных систем турбоустановок (Шарапов В.И., Замалеев М.М., Кудрявцева Е.В. Способы контроля герметичности вакуумных систем турбин и вакуумных деаэраторов // Электрические станции. 2015. № 5. С. 24-27), позволяющая существенно повысить надежность и экономичность работы теплофикационных турбоустановок.

Директор - главный инженер Ульяновской ТЭЦ – 1  
 Филиала «Ульяновский» ПАО «Т Плюс»

Р. Г. Валиуллин

## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2537656

СПОСОБ РАБОТЫ ТЕПЛОВОЙ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ  
СТАНЦИИ

Патентообладатель(ли): *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Ульяновский государственный технический университет" (RU)*

Автор(ы): *см. на обороте*

Заявка № **2013134087**

Приоритет изобретения **19 июля 2013 г.**

Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Российской Федерации **11 ноября 2014 г.**

Срок действия патента истекает **19 июля 2033 г.**

*Врио руководителя Федеральной службы по интеллектуальной собственности*

*Л.Л. Кирий*



Автор(ы): *Шарапов Владимир Иванович (RU), Пазушкина  
Ольга Владимировна (RU), Кудрявцева Екатерина Валерьевна  
(RU)*

RU 2537656 C1

ПО  
С  
С  
С  
А  
—  
(5  
ПА  
В  
В  
ВВ  
НА  
ОТ  
ГА

## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2538000

## ТЕПЛОВАЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ СТАНЦИЯ

Патентообладатель(ли): **Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Ульяновский государственный технический университет" (RU)**

Автор(ы): *см. на обороте*

Заявка № 2013136439

Приоритет изобретения 02 августа 2013 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Российской Федерации 14 ноября 2014 г.

Срок действия патента истекает 02 августа 2033 г.

Врио руководителя Федеральной службы по интеллектуальной собственности

Л.Л. Кирий



Автор(ы): *Шарапов Владимир Иванович (RU), Пазушкина Ольга Владимировна (RU), Кудрявцева Екатерина Валерьевна (RU), Курочкина Анна Сергеевна (RU)*

ПО

(1

(2

(2

П

(2

(4

(5

А

С

Т

В

С

П

Е

И

С

RU 2538000 C1

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2548962

**СПОСОБ ДЕАЭРАЦИИ ВОДЫ ДЛЯ ТЕПЛОВОЙ  
ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СТАНЦИИ**

Патентообладатель(ли): *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Ульяновский государственный технический университет" (RU)*

Автор(ы): *см. на обороте*

Заявка № 2013135390

Приоритет изобретения 26 июля 2013 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Российской Федерации 25 марта 2015 г.

Срок действия патента истекает 26 июля 2033 г.

Врио руководителя Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

Л.Л. Кирий



Автор(ы): **Шарапов Владимир Иванович (RU), Пазушкина Ольга Владимировна (RU), Кудрявцева Екатерина Валерьевна (RU), Курочкина Анна Сергеевна (RU)**

ПО ИНТЕ

(12) Ф

(21)(22

(24) Д  
26

Приор  
(22) Д

(43) Д

(45) О

(56) С  
п  
А

Адрес  
4  
у  
у

(54) С

4  
У  
2  
0  
9  
0  
4  
2  
3  
У  
К

С  
деаз  
деаз  
тем,  
зате  
тепл



## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ  
№ 2580768

СПОСОБ ВЫРАБОТКИ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ ТЕПЛОВОЙ  
ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СТАНЦИЕЙ

Патентообладатель(ли): *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Ульяновский государственный технический университет" (RU)*

Автор(ы): *см. на обороте*

Заявка № 2014134475

Приоритет изобретения **22 августа 2014 г.**

Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Российской Федерации **17 марта 2016 г.**

Срок действия патента истекает **22 августа 2034 г.**

*Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности*

*Г.П. Ивлиев*





## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2580769

СПОСОБ ПОДОГРЕВА ДОБАВОЧНОЙ ПИТАТЕЛЬНОЙ  
ВОДЫ В ТЕПЛОВОЙ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СТАНЦИИ

Патентообладатель(ли): *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Ульяновский государственный технический университет" (RU)*

Автор(ы): *см. на обороте*

Заявка № 2014134478

Приоритет изобретения 22 августа 2014 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Российской Федерации 17 марта 2016 г.

Срок действия патента истекает 22 августа 2034 г.

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

*Г.П. Ивлиев*



Автор(ы): *Шарапов Владимир Иванович (RU), Кудряцева  
Екатерина Валерьевна (RU)*

РОС

ПО ИНТЕЛ

(12) Ф

(21)(22)

(24) Да  
22

Приор  
(22) Да

(43) Да

(45) О

(56) С  
п

Адре

(54)  
ЭЛ

С

RU 2580769

С

ВК  
ТУ  
ПС  
ОС  
О  
В  
Д  
К

## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ  
№ 2580847

## СПОСОБ КОНТРОЛЯ ГЕРМЕТИЧНОСТИ ВАКУУМНЫХ СИСТЕМ ТУРБОУСТАНОВОК

Патентообладатель(ли): *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Ульяновский государственный технический университет" (RU)*

Автор(ы): *см. на обороте*

Заявка № 2015109331

Приоритет изобретения 17 марта 2015 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Российской Федерации 18 марта 2016 г.

Срок действия патента истекает 17 марта 2035 г.

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

*Г.П. Иелиев* Г.П. Иелиев



Автор(ы): *Шарапов Владимир Иванович (RU), Замалеев Мансур  
Масхутович (RU), Кудрявцева Екатерина Валерьевна (RU)*

RU 2580847 C1

ПО  
С  
С  
С  
С  
С

## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2580850

## СПОСОБ КОНТРОЛЯ ГЕРМЕТИЧНОСТИ ВАКУУМНЫХ СИСТЕМ ТУРБОУСТАНОВОК

Патентообладатель(ли): *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Ульяновский государственный технический университет" (RU)*

Автор(ы): *с.м. на обороте*

Заявка № 2015109329

Приоритет изобретения 17 марта 2015 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Российской Федерации 18 марта 2016 г.

Срок действия патента истекает 17 марта 2035 г.

Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной собственности

*Г.П. Ивлиев* Г.П. Ивлиев



Автор(ы): *Шарапов Владимир Иванович (RU), Замалеев Мансур Масхутович (RU), Кудрявцева Екатерина Валерьевна (RU)*

по

RU 2580850 C1



## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2607439

**ВАКУУМНАЯ ДЕАЭРАЦИОННАЯ УСТАНОВКА  
ДОБАВОЧНОЙ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ ТЕПЛОВОЙ  
ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СТАНЦИИ**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Ульяновский государственный технический университет" (RU)*

Авторы: *Шарапов Владимир Иванович (RU), Кудрявцева Екатерина Валерьевна (RU), Кольцова Людмила Андреевна (RU)*

Заявка № **2015152656**

Приоритет изобретения **08 декабря 2015 г.**

Дата государственной регистрации в  
Государственном реестре изобретений  
Российской Федерации **10 января 2017 г.**

Срок действия исключительного права  
на изобретение истекает **08 декабря 2035 г.**

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

 **Г.П. Ивлиев**



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2018611699

«Расчет гидродинамических характеристик деаэратора при  
низкотемпературной дегазации воды природным газом»

Правообладатель: *федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования «Ульяновский  
государственный технический университет» (RU)*

Авторы: *Шарапов Владимир Иванович (RU), Кудрявцева Екатерина  
Валерьевна (RU), Пазушкина Ольга Владимировна (RU)*

Заявка № 2017663015


Дата поступления 13 декабря 2017 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 06 февраля 2018 г.



Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ибрагимов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2018611701

«Расчет удельного расхода газа при низкотемпературной  
дегазации воды природным газом»

Правообладатель: *федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования «Ульяновский  
государственный технический университет» (RU)*

Авторы: *Шарапов Владимир Иванович (RU), Кудрявцева Екатерина  
Валерьевна (RU), Пазушкина Ольга Владимировна (RU)*

Заявка № 2017663017

Дата поступления 13 декабря 2017 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 06 февраля 2018 г.



Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ившин

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2018611702

**«Расчет энергетической эффективности ТЭЦ при  
низкотемпературной дегазации добавочной питательной  
воды котлов природным газом»**

Правообладатель: *федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования «Ульяновский  
государственный технический университет» (RU)*

Авторы: *Шарапов Владимир Иванович (RU), Кудрявцева Екатерина  
Валерьевна (RU), Пазушкина Ольга Владимировна (RU)*

Заявка № 2017663018

Дата поступления 13 декабря 2017 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 06 февраля 2018 г.



Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

*Г.П. Ивлиев* Г.П. Ивлиев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2018611704

«Расчет энергетической эффективности ТЭЦ при  
низкотемпературной дегазации подпиточной воды теплосети  
природным газом»

Правообладатель: *федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования «Ульяновский  
государственный технический университет» (RU)*

Авторы: *Шарапов Владимир Иванович (RU), Кудрявцева Екатерина  
Валерьевна (RU), Пазушкина Ольга Владимировна (RU)*

Заявка № 2017663019

Дата поступления 13 декабря 2017 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 06 февраля 2018 г.

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

*Г.П. Иелиев* Г.П. Иелиев

