

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Самарский государственный технический университет»
(ФГБОУ ВО «СамГТУ»)

На правах рукописи



ЗИГАНШИНА СВЕТЛАНА КАМИЛОВНА

**ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ
ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ
ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ**

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

ДИССЕРТАЦИЯ
на соискание ученой степени доктора технических наук

Научный консультант:
доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой «Тепловые
электрические станции» ФГБОУ ВО
«Самарский государственный
технический университет»

Кудинов Анатолий Александрович

Самара – 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	7
ЧАСТЬ I. СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ	22
ГЛАВА 1. Анализ проблемы энергосбережения в котельных установках за счет использования тепловых вторичных энергоресурсов	22
1.1. Повышение экономичности котельных установок за счет использования теплоты уходящих газов.....	22
1.2. Анализ исследований в области утилизации воды непрерывной продувки барабанных котлоагрегатов.....	31
1.3. Состояние проблемы в области повышения эффективности вакуумных деаэраторов подпиточной воды тепловой сети.....	34
1.4. Обзор исследований в области повышения экономичности ТЭС.	39
1.4.1. Паротурбинные тепловые электрические станции. Перспективы развития.....	39
1.4.2. Газотурбинные тепловые электрические станции.....	49
1.4.3. Парогазовые тепловые электрические станции.....	53
1.4.4. Перспективы развития парогазовых ТЭС.....	59
1.5. Выводы по обзору и задачи настоящего исследования.....	63
ЧАСТЬ II. ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК	67
Глава 2. Повышение экономичности котельных установок за счет конденсационных утилизаторов теплоты поверхностного типа	67
2.1. Конденсационный утилизатор теплоты поверхностного типа за котлом ДЕ-10-14 ГМ на Ульяновской ТЭЦ-3.....	68
2.2. Испытания конденсационного поверхностного утилизатора теплоты на Ульяновской ТЭЦ-3.....	71
2.3. Математическая обработка результатов натуральных испытаний.	78
2.4. Экономическая эффективность от внедрения конденсацион-	

ного утилизатора теплоты поверхностного типа.....	94
2.5. Способы повышения температуры охлажденных в КТ продуктов сгорания при их отводе в окружающую среду.....	96
2.6. Снижение выбросов оксидов азота за счет охлаждения уходящих газов котлоагрегата ниже точки росы.....	102
2.7. Выводы по главе 2.....	106
Глава 3. Моделирование процессов тепломассообмена при охлаждении продуктов сгорания ниже точки росы.....	108
3.1. Безразмерное уравнение теплоотдачи для процесса конденсации водяных паров из парогазовой смеси в рекуперативном теплообменнике.....	108
3.2. Обобщение результатов опытных испытаний конденсационного теплообменника.....	111
3.3. Методика теплового расчета конденсационного теплообменника (КТ) поверхностного типа.....	118
3.4. Методика теплового расчета КТ контактного типа с пассивной насадкой.....	121
3.5. КПД котлов и конденсационных теплоутилизаторов.....	126
3.6. Математическое моделирование процесса теплообмена движущихся в дымовой трубе газов.....	129
3.7. Выводы по главе 3.....	148
Глава 4. Использование вторичных энергоресурсов в котельных установках тепловых электростанций.....	150
4.1. Получение конденсата водяных паров из продуктов сгорания природного газа.....	150
4.2. Котельная установка с комплексным использованием тепловых вторичных энергоресурсов.....	154
4.3. Анализ водно-химического режима энергетических котлов Безымянской ТЭЦ и Саранской ТЭЦ-2.....	159
4.4. Методика экономического расчета потерь теплоносителя и теплоты с непрерывной продувкой котлов.....	162

4.4.1. Расчет потерь с непрерывной продувкой котлов среднего давления Безымянской ТЭЦ.....	162
4.4.2. Расчет потерь с непрерывной продувкой энергетических котлов Саранской ТЭЦ-2.....	170
4.4.3. Анализ потерь с непрерывной продувкой барабанных котлов ООО «Самараоргсинтез».....	177
4.5. Способы регулирования процесса непрерывной продувки барабанных котлов.....	182
4.6. Повышение эффективности котла БКЗ-420-140 НГМ путем охлаждения газов ниже точки росы.....	190
4.7. Расширение Самарской ТЭЦ котлом БКЗ-420-140 НГМ с конденсационным теплоутилизатором.....	199
4.8. Предварительный подогрев дутьевого воздуха энергетического котла продуктами сгорания природного газа.....	205
4.9. Выводы по главе 4.....	220
Глава 5. Повышение эффективности использования топлива в котельных установках теплоэнергетических объектов.....	226
5.1. Оценка потерь энергии при дросселировании водяного пара в редуционных установках.....	226
5.2. Экспериментальные исследования паровых котлов ООО «Самараоргсинтез».....	230
5.2.1. Анализ работы паровых котлов.....	230
5.2.2. Анализ работы деаэраторов.....	235
5.3. Экспериментальные исследования энергетических котлов Безымянской ТЭЦ и Саранской ТЭЦ-2.....	238
5.4. Исследование влияния коэффициента избытка воздуха в уходящих газах на экономичность энергетических котлов.....	242
5.5. Выводы по главе 5.....	244
ЧАСТЬ III. ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ.....	247

Глава 6. Совершенствование технологий деаэрации подпиточной воды на ТЭЦ.....	247
6.1. Обследование режимов работы струйно-барботажных вакуумных деаэраторов Самарской ТЭЦ.....	247
6.2. Модернизация струйно-барботажного деаэратора ДВ-800 ст. № 5 Самарской ТЭЦ.....	251
6.3. Вакуумно-кавитационный деаэратор центральной отопительной котельной Самарской ГРЭС.....	257
6.4. Вакуумно-кавитационный деаэратор со ступенчатой камерой Эйфеля.....	266
6.5. Регулирование процесса деаэрации воды в вакуумно-кавитационном деаэраторе.....	269
6.6. Выводы по главе 6.....	273
Глава 7. Анализ работы дымовых труб ТЭС с вентилируемым воздушным каналом.....	275
7.1. Способы утилизации теплоты вентилируемого воздуха дымовых труб ТЭС.....	275
7.2. Расчет экономической эффективности утилизации теплоты вентилируемого воздуха.....	283
7.3. Тепловой расчет дымовой трубы с вентилируемым каналом высотой 240 метров Самарской ТЭЦ.....	292
7.4. Выводы по главе 7.....	300
Глава 8. Повышение экономичности тепловых электрических станций.....	302
8.1. Повышение КПД тепловой электростанции путем использования теплоты конденсации отработавшего в турбине пара.....	302
8.2. Способ предварительного подогрева дутьевого воздуха котельной установки ТЭС.....	307
8.2.1. Предварительный подогрев дутьевого воздуха теплотой отработавшего в турбине пара.....	307

8.2.2. Разработка конструкции воздухоподогревательной установки	314
8.3. Повышение экономичности парогазовых ТЭС путем отвода уходящих газов котла-утилизатора ГТУ через вытяжную башню градирни.....	320
8.4. Промежуточный перегрев водяного пара в двухконтурном котле-утилизаторе парогазовой установки.....	332
8.4.1. Промежуточный перегрев водяного пара в котле-утилизаторе ПГУ-170 и ПГУ-450.....	332
8.4.2. Анализ экономической эффективности парогазового блока с промежуточным перегревом водяного пара.....	349
8.5. Выводы по главе 8.....	356
Основные результаты и выводы.....	360
Список литературы.....	369
Приложения.....	411
Приложение А. Результаты экспериментальных исследований КТ поверхностного типа.....	411
Приложение В. Результаты расчета процесса теплообмена при движении продуктов сгорания в газоотводящей трубе.....	417
Приложение Г. Результаты экспериментальных исследований энергетических котлов Безымянской ТЭЦ и Саранской ТЭЦ-2.....	421
Приложение Д. Результаты обследования вакуумного деаэратора ст. № 5 типа ДВ-800 Самарской ТЭЦ до реконструкции.....	433
Приложение Е. Результаты вариантных расчетов температур уходящих газов и вентилируемого воздуха на разных отметках дымовой трубы высотой 240 м.....	434
Приложение Ж. Акты и справки о внедрении и использовании результатов научных исследований	441

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность проблемы. Проблемы эффективного использования топливно-энергетических ресурсов в энергетике и промышленности всегда являлись актуальными. Особенностью современного хозяйствования в энергетике является формирование оптового рынка электрической энергии (мощности), выход на который для предприятий, вырабатывающих энергию, возможен лишь при способности конкурировать, что обеспечивается за счет снижения себестоимости продукции. Для снижения себестоимости электроэнергии и теплоты особое внимание уделяется малозатратным технологиям, которые могут быть внедрены в кратчайшие сроки. К ним относятся технологии повышения экономичности котельных установок путем использования тепловых вторичных энергоресурсов. Энергетической стратегией России на период до 2030 г. в области ТЭС и систем теплоснабжения предусматривается применение высокоэффективных конденсационных котлов, работающих на газообразном топливе, сокращение выработки электрической энергии по конденсационному циклу, реконструкция котельных и тепловых энергоустановок, модернизация ТЭЦ на базе газотурбинных и парогазовых установок (ГТУ и ПГУ).

Разработка технологий повышения энергоэффективности котельных установок ТЭС и систем теплоснабжения путем утилизации теплоты уходящих газов, горячего воздуха вентилируемых дымовых труб, теплоты конденсации отработавшего в турбине пара, снижения потерь теплоты и теплоносителя с непрерывной продувкой барабанных котлов и потерь энергии при дросселировании водяного пара, повышения качества деаэрации подпиточной воды, является актуальной проблемой в области теплоэнергетики как в научном, так и в практическом отношении.

Актуальность темы диссертации подтверждается ее соответствием приоритетному направлению развития науки, технологии и техники в Российской Федерации «Энергоэффективность, энергосбережение, ядерная энерге-

тика» (указ Президента РФ № 899 от 07.07.2011), критической технологии «Технологии энергоэффективного производства и преобразования энергии на органическом топливе».

Степень разработанности темы работы. Значимые результаты в области повышения эффективности котельных установок ТЭС и систем теплоснабжения путем использования вторичных энергоресурсов представлены в работах И.З. Аронова, Ю.П. Соснина, Е.Н. Бухаркина, Л.Г. Семенюка, Д.Ю. Бухонова, Ю.А. Кузьмы-Кичты, В.Р. Ведрученко, З.Л. Захарова, А.И. Гладунцова, И.Н. Ильина, Д.М. Блумберга, В.И. Моисеева, А.С. Попова, А.А. Кудинова, М.Ф. Портнова, А.А. Клокова, А.П. Баскакова, Ю.В. Ванькова, М.А. Таймарова, R.S. Chinangad, B.I. Master, J.R. Thome, G.A. Dreizer, Shi. Xiaojun, D. Hazell и др. Обобщены результаты экспериментальных исследований в области глубокого охлаждения уходящих газов котлоагрегатов в контактных аппаратах с пассивной и активной насадками, где нагреваемым теплоносителем является вода. При этом остаются не изученными важные аспекты в области разработки конденсационных теплоутилизаторов (КТ) поверхностного типа, инженерных методик их расчета на основе критериальных уравнений для случаев охлаждения газов воздухом, предназначенным для осуществления процесса горения топлива и отопления зданий ТЭС, отсутствуют математические модели расчетов процессов тепло- и массообмена в дымовых трубах ТЭС при отводе охлажденных в КТ газов.

Научные разработки в области повышения эффективности технологий термической деаэрации теплоносителей обобщены в работах С.С. Кутателадзе, В.М. Боришанского, А.А. Захарова, Р.Г. Черной, В.А. Пермякова, И.И. Оликера, И.К. Гришука, М.П. Белоусова, А.П. Мамета, А.Г. Лаптева, В.И. Шарапова, Е.В. Барочкина, Г.В. Ледуховского, В.С. Галустова, Б.А. Зимина, А.Г. Шемпелева, П.В. Егорова и др. Однако в эксплуатационной практике требуются новые научно-технические решения по совершенствованию вакуумных струйно-барботажных и кавитационных деаэраторов подпиточной воды систем теплоснабжения.

Повышение энергоэффективности паротурбинных и парогазовых ТЭС достигается путем повышения начальных и понижения конечных параметров рабочего тела, применения регенеративного подогрева воды и промежуточного перегрева водяного пара, использования вторичных энергоресурсов, в том числе теплоты отработавшего в турбине пара. Научные разработки в этой области изложены в известных изданиях российских ученых А.А. Александрова, А.И. Андрющенко, И.И. Кириллова, В.В. Клименко, Е.В. Фортова, Г.Г. Ольховского, Н.Д. Рогалева, В.С. Агабабова, Д.П. Елизарова, А.Д. Трухня, А.Г. Костюка, С.В. Цанева, А.С. Седлова, В.Д. Бурова, В.А. Мунца, Р.З. Аминова, П.А. Щинникова, Н.А. Зройчикова, Н.Д. Чичировой и др. Анализ результатов экспериментальных исследований оборудования ТЭЦ показал, что значимые результаты в области использования вторичных энергоресурсов на ТЭЦ могут быть получены за счет регенерации теплоты отработавшего в цикле рабочего тела путем подогрева низкопотенциальных теплоносителей теплотой отработавшего в турбине пара, уходящих газов энергетических котлоагрегатов и котлов-утилизаторов ГТУ, отвода уходящих газов котлов-утилизаторов ГТУ в атмосферу через вытяжную башню градирни с естественной вентиляцией воздуха.

Цель работы заключается в разработке комплекса новых научно-обоснованных технических и технологических решений, позволяющих повысить эффективность работы котельных установок тепловых электрических станций применительно к решению крупной народнохозяйственной задачи энергосбережения, экономии материальных ресурсов и органического топлива и охраны окружающей среды путем использования тепловых вторичных энергоресурсов.

Задачи исследования:

– проведение натурных испытаний конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа, анализ и обобщение результатов опытов, разработка критериального уравнения подобия для условий теплообмена при конденсации водяных паров из уходящих газов на поверхности КТ;

– построение аналитических зависимостей, позволяющих рассчитывать температуру охлажденных ниже точки росы в КТ продуктов сгорания, движущихся в газоотводящей трубе с прижимной футеровкой, температурные поля и термические напряжения в стенках газоотводящих труб для различных условий их работы;

– разработка методик теплового расчета конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа и расчета экономической эффективности от внедрения КТ в котельных установках теплоэнергетических объектов;

– анализ влияния влагосодержания дутьевого воздуха, коэффициента избытка воздуха в уходящих газах и температуры газов на выходе из КТ на количество конденсата водяных паров, выделяющегося из продуктов сгорания при их охлаждении ниже точки росы, разработка схемы котельной установки с комплексным использованием тепловых вторичных энергоресурсов и способов подогрева охлажденных ниже точки росы в КТ уходящих газов;

– разработка способов предварительного подогрева дутьевого воздуха котла уходящими газами при их охлаждении ниже точки росы водяных паров в конденсационном теплоутилизаторе поверхностного типа и за счет использования в цикле ТЭС части теплоты конденсации отработавшего в турбине водяного пара;

– анализ схем утилизации воды непрерывной продувки энергетических котлов Безымянской ТЭЦ, Саранской ТЭЦ-2 и паровых котлов ООО «Самараоргсинтез», создание методики экономического расчета потерь теплоносителя и теплоты с непрерывной продувкой барабанного котла, оценка влияния величины непрерывной продувки энергетических котлов на экономичность ТЭЦ;

– разработка способа совершенствования процесса непрерывной продувки барабанного котла и устройства для его реализации, обеспечивающих повышение экономичности и надежности работы котлоагрегатов;

– проведение обследования и выполнение анализа работы технологического оборудования ООО «Самараоргсинтез», разработка методики оценки

потерь энергии при дросселировании водяного пара в редуционных установках системы парового теплоснабжения предприятия;

– выполнение экспериментальных исследований энергетических котлов Безымянской ТЭЦ и Саранской ТЭЦ-2, оценка влияния коэффициента избытка воздуха в уходящих газах на КПД котла;

– проведение обследования и выполнение анализа работы вакуумных деаэраторов подпитки тепловой сети Самарской ТЭЦ, разработка научно-технических решений и совершенствование конструкции вакуумного струйно-барботажного горизонтального деаэратора типа ДВ конструкции НПО ЦКТИ-СЗЭМ;

– разработка научно-технических решений и совершенствование конструкции вакуумно-кавитационного деаэратора подпиточной воды тепловой сети, принцип действия которого основан на применении явления кавитации в движущемся потоке жидкости;

– разработка схем утилизации теплоты подогретого воздуха газоотводящих труб ТЭС с вентилируемым воздушным зазором, численное моделирование процессов теплообмена продуктов сгорания, движущихся в газоотводящей трубе с вентилируемым воздушным каналом, для различных условий работы дымовой трубы;

– разработка и обоснование научно-технических решений по совершенствованию работы парогазовой тепловой электрической станции.

Научная новизна результатов диссертационной работы состоит в разработке комплекса новых научно-обоснованных технических и технологических решений, направленных на повышение эффективности работы котельных установок тепловых электрических станций. При этом разработаны и получены следующие научные результаты.

1. Проведен комплекс расчетно-экспериментальных исследований процессов тепломассообмена, протекающих в КТ поверхностного типа при охлаждении уходящих газов ниже точки росы, по результатам которых получено критериальное уравнение теплоотдачи. Разработаны методики теплового

расчета КТ поверхностного типа и расчета экономической эффективности от внедрения КТ в котельных установках теплоэнергетических объектов.

2. Получены аналитические зависимости, позволяющие рассчитывать температуру охлажденных ниже точки росы в КТ продуктов сгорания, движущихся в газоотводящей трубе с прижимной футеровкой, температурные поля и термические напряжения в стенках дымовых труб для различных условий их работы. Построены номограммы, позволяющие устанавливать оптимальную долю байпасируемых газов, исходя из условий надежной защиты дымовых труб от гидратной коррозии.

3. Разработаны технологии предварительного подогрева дутьевого воздуха котла, заключающиеся в охлаждении ниже точки росы водяных паров части уходящих газов газифицированной котельной установки в КТ поверхностного типа и в использовании в цикле ТЭС теплоты конденсации отработавшего в турбине водяного пара.

4. Предложены технологии подогрева охлажденных ниже точки росы в КТ уходящих продуктов сгорания котельной установки перед отводом их в газоотводящую трубу, позволяющие повысить производительность КТ.

5. В результате обобщения экспериментальных данных разработана и теоретически обоснована методика экономического расчета потерь теплоносителя и теплоты с непрерывной продувкой барабанного котла. Произведена оценка влияния величины непрерывной продувки паровых котлов на экономичность работы тепловых электростанций. Предложены способы совершенствования процесса непрерывной продувки барабанных котлов и устройства для их реализации, по которым регулирование расхода продувочной воды осуществляется по солесодержанию котловой воды первой ступени испарения или по солесодержанию вырабатываемого котлом водяного пара.

6. Проведен комплекс экспериментальных исследований процессов деаэрации подпиточной воды системы теплоснабжения, на основе которых предложены и разработаны научно-технические решения по совершенствованию конструкции вакуумного струйно-барботажного горизонтального де-

аэратора типа ДВ конструкции НПО ЦКТИ-СЗЭМ.

7. Предложены и разработаны: научно-технические решения по совершенствованию конструкции вакуумно-кавитационного деаэратора подпиточной воды тепловой сети путем установки в паровом пространстве корпуса деаэратора напротив каждого кавитационно-разгонного устройства (КРУ) отражательного экрана, конического сопла в конфузормом участке КРУ для дополнительного подвода перегретой воды и ступенчатой камеры Эйфеля между диффузорным участком КРУ и корпусом деаэратора; способ совершенствования процесса деаэрации подпиточной воды тепловой сети посредством вакуумно-кавитационного деаэратора, основанный на изменении расхода перегретой воды, подаваемой через коническое сопло деаэратора.

8. Разработаны и исследованы схемы утилизации теплоты подогретого воздуха газоотводящих труб ТЭС с вентилируемым воздушным зазором. Предложено осуществлять рециркуляцию вентилируемого воздуха в воздушном канале дымовой трубы или направлять его в котлоагрегат для осуществления процесса горения топлива. Проведено численное моделирование процессов теплообмена продуктов сгорания, движущихся в газоотводящей трубе с вентилируемым воздушным каналом, для различных условий работы, включая рециркуляцию воздуха в канале.

9. Предложены обоснованные научно-технические решения по совершенствованию работы парогазовой ТЭС путем отвода уходящих газов котла-утилизатора (КУ) газотурбинной установки в атмосферу через вытяжную башню градирни с естественной вентиляцией воздуха, промежуточного перегрева водяного пара в двухконтурном котле-утилизаторе ГТУ.

Теоретическая значимость работы

Разработаны научно-технические основы создания конденсационных теплоутилизаторов поверхностного типа: по результатам натурных испытаний КТ получено критериальное уравнение теплоотдачи для условий конденсации водяных паров из продуктов сгорания, доказана целесообразность предварительного подогрева дутьевого воздуха котла уходящими газами при

их охлаждении ниже точки росы водяных паров в рекуперативном теплообменнике, на основе законов сохранения получены аналитические зависимости расчета процессов тепло- и массообмена в газоотводящих трубах с прижимной футеровкой, разработаны способы подогрева газов, охлажденных ниже точки росы в КТ, и методика теплового расчета КТ поверхностного типа. **Изложены** результаты экспериментальных исследований котельных установок, использованные для разработки методики экономического расчета потерь теплоты и теплоносителя с непрерывной продувкой барабанных котлов и способов регулирования расхода продувочной воды, методики оценки потерь энергии при дросселировании водяного пара в редукционных установках систем парового теплоснабжения. **Разработаны** обоснованные научно-технические решения по совершенствованию вакуумных струйно-барботажных и кавитационных деаэраторов подпиточной воды тепловой сети, на основе которых проведена модернизация вакуумных деаэраторов двух типов. **Доказаны:** на основе численного моделирования процессов теплообмена целесообразность утилизации в цикле котельной установки теплоты подогретого воздуха газоотводящих труб ТЭС с вентилируемым воздушным каналом, целесообразность предварительного подогрева дутьевого воздуха энергетического котла путем регенерации теплоты конденсации отработавшего в турбине водяного пара. **Сформулированы** обоснованные научно-технические решения по совершенствованию работы парогазовой ТЭС путем отвода уходящих газов котла-утилизатора ГТУ в атмосферу через вытяжную башню градирни с естественной вентиляцией воздуха, промежуточного перегрева потока водяного пара, отработавшего в цилиндре высокого давления турбины, в двухконтурном КУ.

Практическая значимость и реализация результатов работы

1. На Ульяновской ТЭЦ-3 внедрены результаты НИР «Экономия тепловой энергии за счет конденсационных теплоутилизаторов в газифицированных котельных и ТЭЦ»: а) теплоутилизационная установка на базе биметаллического калорифера КСк-4-11 ХЛЗ для охлаждения ниже точки росы уxo-

дящих продуктов сгорания парового котла ДЕ-10-14 ГМ ст. № 2 (патент на изобретение РФ № 2556478); б) методики и программа расчетов на ПЭВМ конденсационного теплоутилизатора и процесса теплообмена при движении продуктов сгорания в газоотводящих трубах.

2. На Самарской ТЭЦ приняты к внедрению способ утилизации теплоты вентилируемого воздуха дымовой трубы, заключающийся в его рециркуляции и использовании в котельном агрегате для осуществления процесса горения топлива (патенты на изобретения РФ №№ 2254428, 2257513, 2299377, 2303198); методика экономического расчета потерь теплоносителя и теплоты с непрерывной продувкой и способ регулирования процесса непрерывной продувки барабанного котла (патенты на изобретения РФ №№ 2214557, 2214559).

3. На Самарской ТЭЦ внедрены научно-технические решения по совершенствованию конструкции вакуумного струйно-барботажного горизонтального деаэратора типа ДВ конструкции НПО ЦКТИ-СЗЭМ (патент на изобретение РФ № 2558109).

4. На Центральной отопительной котельной Самарской ГРЭС принята к внедрению усовершенствованная конструкция вакуумно-кавитационного деаэратора подпиточной воды тепловой сети (патенты на изобретения РФ №№ 2476767, 2488741).

5. На Безымянской ТЭЦ приняты к внедрению результаты НИР «Повышение экономичности барабанных котлов ТЭС»: а) методика экономического расчета потерь теплоносителя и теплоты с непрерывной продувкой барабанного котла; б) способ регулирования расхода воды непрерывной продувки барабанного котла (патент на изобретение РФ № 2214559).

6. Результаты научных разработок автора широко используются в учебном процессе при чтении курсов «Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях», «Водоподготовка» для студентов и «Современные технологии подготовки воды и топлива на тепловых электростанциях» для магистрантов в СамГТУ, организации научно-исследовательской работы сту-

дентов и аспирантов.

Использование результатов работы подтверждается справками и актами о внедрении. Суммарный экономический эффект в ценах 2020 г. составляет более 192 млн.руб/год.

Связь диссертационной работы с планами научных исследований. Работа выполнена по гранту (шифр А 03-3.14-435) для поддержки НИР аспирантов ВУЗов Минобразования России, направление «Энергетика и электротехника» (тема «Повышение эффективности работы котельных установок путем глубокого охлаждения уходящих газов», № темы 909/03, 2003-2004 г.г.); НИР СамГТУ на проведение энергоаудита ТЭС, выполненным в 2004-2007 г.г. в соответствии с Программой энергетических обследований предприятий РАО «ЕЭС России» (Постановление РАО «ЕЭС России» № 297 от 26.05.2000 г.); по НИОКР: № 569 СамГТУ от 08.04.2008 г. № 462 ОАО «СПРП» от 25.03.2008 г. «Исследование режимов работы вакуумных деаэраторов сетевой воды Самарской ТЭЦ с целью увеличения их производительности и улучшения ВХР»; по договорам: № 339/08 СамГТУ № 216-2008 Безьянская ТЭЦ от 30.05.2008 г. «Испытание тепловой изоляции и составление паспорта тепловой изоляции энергетического котла ТП-230 и паровой турбины ПТ-25-90/13»; № 331/10-Н от 18.10.2010 г. "Проведение энергоаудита на ООО «Самараоргсинтез»"; № 386/12 СамГТУ от 01.10.2012 г. «Испытание тепловой изоляции и составление паспорта тепловой изоляции энергетического котла ТГМ-84 ст. № 5 и паровой турбины ПТ-60-130/13 ст. № 5 Новокуйбышевской ТЭЦ-2».

Достоверность и обоснованность полученных результатов и выводов диссертационной работы обеспечиваются: применением методик исследования, основанных на фундаментальных законах технической термодинамики, гидрогазодинамики, теории тепломассообмена; математического моделирования и сертифицированного программного обеспечения; комплексным подходом и полнотой экспериментальных исследований; сходимостью результатов теоретических и экспериментальных исследований; эксперимен-

тальной проверкой предложенных технических решений в составе действующего оборудования ТЭС и длительным положительным опытом эксплуатации конденсационного теплоутилизатора на Ульяновской ТЭЦ-3, вакуумного струйно-барботажного горизонтального деаэратора типа ДВ на Самарской ТЭЦ, вакуумно-кавитационного деаэратора подпиточной воды тепловой сети на Центральной отопительной котельной Самарской ГРЭС; патентной чистотой разработанных технических решений.

Методология и методы исследований. В работе использованы методы вычислительной математики, теории тепло- и массообмена, технико-экономических расчетов в энергетике, натурный физический эксперимент, математико-статистические методы при обработке экспериментальных данных. Для автоматизации выполнения численных расчетов и построения графических зависимостей использовались пакеты прикладных программ Microsoft Excel, Q-Basic и Delphi. Финансово-экономический анализ инвестиционных проектов на базе новых технических решений производился с использованием программы "Альт-Инвест-Прим".

Положения, выносимые на защиту:

1. Обобщенные результаты экспериментальных и численных исследований процессов тепло- и массообмена продуктов сгорания в КТ поверхностного типа. Методики теплового расчета КТ и расчета экономической эффективности от внедрения КТ в котельных установках теплоэнергетических объектов.

2. Технологии предварительного подогрева дутьевого воздуха котла уходящими продуктами сгорания при их охлаждении ниже точки росы водяных паров в КТ поверхностного типа и путем использования в цикле ТЭС части теплоты конденсации отработавшего в турбине водяного пара.

3. Результаты численного исследования процесса теплообмена охлажденных ниже точки росы в КТ продуктов сгорания, движущихся в дымовой трубе с прижимной футеровкой, направленные на создание оптимальных режимов работы газоотводящих труб. Способы подогрева охлажденных в КТ уходящих газов.

4. Способ совершенствования процесса непрерывной продувки барабанного котла и устройство для его реализации, обеспечивающие повышение надежности и экономичности работы котлоагрегата за счет поддержания требуемого качества котловой воды и обеспечения требуемого качества пара при минимальных затратах. Методику оценки потерь теплоносителя и теплоты с непрерывной продувкой барабанного котла.

5. Обобщенные результаты экспериментальных и численных исследований влияния коэффициента избытка воздуха в уходящих газах на КПД энергетических котлов тепловых электростанций.

6. Научно-технические решения по совершенствованию конструкции вакуумного струйно-барботажного деаэрата типа ДВ конструкции НПО ЦКТИ-СЗЭМ, обеспечивающие нормативную концентрацию кислорода в деаэрированной воде в широком диапазоне нагрузок деаэрата, в том числе превышающих номинальную.

7. Научно-технические решения по усовершенствованию конструкции вакуумно-кавитационного деаэрата подпиточной воды тепловой сети, работа которого основана на применении явления кавитации в движущемся потоке жидкости.

8. Способ совершенствования процесса деаэрации подпиточной воды посредством вакуумно-кавитационного деаэрата, путем изменения расхода перегретой воды, подаваемой через коническое сопло, в зависимости от скорости движения пароводяного потока в цилиндрическом участке сопла переменного поперечного сечения и концентрации растворенного кислорода в деаэрированной воде на выходе из деаэрата.

9. Схемы утилизации теплоты подогретого воздуха газоотводящих труб ТЭС с вентилируемым воздушным зазором. Результаты численного моделирования процессов теплообмена продуктов сгорания, движущихся в газоотводящей трубе с вентилируемым воздушным каналом, для различных условий работы, включая рециркуляцию воздуха в канале дымовой трубы.

10. Результаты научно-технического обоснования отвода уходящих газов

котла-утилизатора ГТУ парогазовой ТЭС через вытяжную башню градирни с естественной вентиляцией воздуха, промежуточного перегрева водяного пара в зоне высоких температур двухконтурного котла-утилизатора ПГУ.

Личный вклад автора. Основные научные результаты диссертации, выносимые на защиту, получены автором лично. Постановка задач исследования и научная проблематика разрабатывались автором как самостоятельно, так и при участии д.т.н., профессора Кудинова А.А. Автор внес определяющий вклад в разработку новых научно-технических и технологических решений и методик расчета, математическое моделирование и написание программ расчета теплоэнергетического оборудования. Натурные испытания оборудования и обследования энергетических котлов проведены совместно с сотрудниками кафедры ТЭС СамГТУ (г. Самара) д.т.н. Кудиновым А.А., к.т.н. Калмыковым М.В., к.т.н. Обуховым Д.В. Обработка, анализ и обобщение результатов исследований, подготовка публикаций выполнены автором диссертации самостоятельно.

С соавторами согласовано представление изложенных в диссертации и выносимых на защиту результатов, полученных в совместных исследованиях.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались и обсуждались на следующих научно-технических конференциях и семинарах: Научно-технических семинарах НИЛ «Теплоэнергетические системы и установки» (г. Ульяновск, УлГТУ, 2000–2002 г.г.); 3, 4, 5, 6, 7 Российских научно-технических конференциях «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности» (г. Ульяновск, УлГТУ, 2001, 2003, 2006, 2013, 2017 г.г.); X и XII Международных научно-технических конференциях «Состояние и перспективы развития электротехнологии» (Бенардосовские чтения) (г. Иваново, ИГЭУ, 2001, 2005 г.г.); Национальной конференции по теплоэнергетике (г. Казань, 2006 г.); X–XXIII Международных научно-технических конференциях студентов и аспирантов «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика» (г. Москва, МЭИ, 2004–2017 г.г.); 5 и 6 Международных конференциях молодых ученых и студентов «Актуальные проблемы современной науки» (г. Самара, СамГТУ, 2004, 2005 г.г.); II, III и XIII

Международных молодежных научных конференциях «Тинчуринские чтения» (г. Казань, КГЭУ, 2007, 2008, 2018 г.г.); IX Международном симпозиуме «Энергоресурсоэффективность и энергосбережение в Республике Татарстан» (г. Казань, 2008 г.); V Всероссийской научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики «АНТЭ-2009» (г. Казань, 2009 г.); Всероссийских научных конференциях студентов, аспирантов и молодых ученых «Наука. Технологии. Инновации» (г. Новосибирск, НГТУ, 2006, 2008, 2009, 2011–2016 г.г.); V, VI, XII Международных научно-технических конференциях «Современные научно-технические проблемы теплоэнергетики. Пути решения» (г. Саратов, 2008, 2011, 2014 г.г.); XIII, XIV, XV Международных научно-технических конференциях «Совершенствование энергетических систем и теплоэнергетических комплексов» (г. Саратов, 2016, 2018, 2020 г.г.); II, III, IV, V Всероссийских научно-практических конференциях «Энергетика и энергосбережение: теория и практика» (г. Кемерово, 2015, 2017, 2018, 2020 г.г.); на расширенном заседании кафедры «Тепловые электрические станции» МЭИ (г. Москва, 2019 г.).

Соответствие паспорту специальности. Диссертация является научно-квалификационной работой, соответствует паспорту специальности научных работников 05.14.14 – Тепловые электрические станции, их энергетические системы и агрегаты: *в части формулы специальности* – «...работы по совершенствованию действующих и обоснованию новых типов и конструкций основного и вспомогательного оборудования тепловых электрических станций»; *в части области исследования* – пункту 1: «Разработка научных основ методов расчета, выбора и оптимизации параметров, ... , систем и тепловых электростанций в целом» – соответствуют разработанные научные основы математического моделирования тепло- и массообменных процессов в КТ поверхностного типа, методики расчетов конденсационных теплоутилизаторов и процессов теплообмена в газоотводящих трубах, экономического расчета потерь теплоносителя и теплоты с непрерывной продувкой барабанных котлов; пункту 2: «Исследование и математическое моделирование процес-

сов, протекающих в агрегатах, системах и общем цикле тепловых электростанций» – соответствуют эксперимент, исследование и математическое моделирование процессов тепло- и массообмена в КТ поверхностного типа, процессов десорбции коррозионно-активных газов в деаэрационных установках ТЭС, математическое моделирование процессов теплообмена в дымовых трубах теплоэнергетических объектов, тепловые испытания энергетических котлов; пункту 4: «Разработка конструкций теплового и вспомогательного оборудования и компьютерных технологий их проектирования и диагностирования» – соответствуют запатентованные конструкции вакуумного струйно-барботажного горизонтального деаэратора типа ДВ и вакуумно-кавитационного деаэратора подпиточной воды тепловой сети, тепловые схемы котельных установок с охлаждением уходящих газов ниже точки росы водяных паров, схемы утилизации теплоты подогретого воздуха газоотводящих труб ТЭС с вентилируемым воздушным каналом, технологии отвода уходящих газов ГТУ парогазовой ТЭС через вытяжную башню градирни с естественной вентиляцией воздуха и промперегрева водяного пара в котле-утилизаторе.

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 120 печатных работах, в том числе в 4 монографиях, 36 статьях в рецензируемых журналах по списку ВАК РФ (включая 6 статей в журнале «Электрические станции»), 12 статьях в изданиях, индексируемых в международных базах *Scopus* и *Web of Science*, 32 патентах на изобретения РФ, 5 учебных пособиях. Получено 1 свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, восьми глав, представленных в трех частях, выводов, списка литературы из 417 наименований и 6 Приложений. Изложена на 449 страницах, из них основной текст – 368 страниц, список литературы – 42 страницы и Приложения – 39 страниц. Содержит 131 иллюстрацию и 67 таблиц.

Часть I. СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ

Глава 1. АНАЛИЗ ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ В КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ

1.1. Повышение экономичности котельных установок за счет использования теплоты уходящих газов

Котельные установки, в которых сжигается газообразное топливо (природный газ), имеют достаточно высокие технико-экономические показатели. Например, КПД энергетических паровых котлов может достигать 93–94% и выше. При этом наибольшую долю теплотерь составляют потери теплоты с отводимыми из котельной установки продуктами сгорания (газами). Уменьшение температуры уходящих продуктов сгорания является одним из основных способов повышения КПД котлоагрегата.

В настоящее время в энергетике и промышленности для полезного использования теплоты уходящих продуктов сгорания (газов) получают применение теплообменные аппараты, в которых газы охлаждаются ниже точки росы водяных паров [14, 16, 168, 173, 283]. На практике получили распространение КТ контактного и поверхностного типов. Точка росы продуктов сгорания (уходящих дымовых газов) теплогенерирующих установок, работающих на природном газе, при $\alpha_{yx}=1,25-1,35$ равна 55,3–54 °С (конденсационные теплоутилизаторы).

Целесообразность использования конденсационных теплоутилизаторов (КТ) для полезного использования теплоты уходящих газов котлоагрегатов, работающих на газообразном топливе (природном газе), основывается на том, что в продуктах сгорания имеется повышенное количество водяных паров, а также выделяющийся из них конденсат (обессоленная вода) обладает высоким качеством. Конденсат водяных паров из уходящих газов после дега-

зации может использоваться в качестве питательной воды котлоагрегатов и (или) подпиточной воды тепловой сети [14, 16, 38, 41, 49, 271, 274, 402].

По конструктивным признакам контактные теплообменники-теплоутилизаторы разделяют на три основных типа: насадочные, полые и КТАНЫ (контактные теплообменники с активной насадкой). Принципиальные схемы контактных теплообменников представлены на рис. 1.1.

В теплообменнике, снабженном пассивной насадкой, газы нагревают жидкость, стекающую в виде капель и пленки по элементам насадки (рис. 1.1, а). На практике такие теплообменники имеют наибольшее распространение. Основным теплопередающим элементом, определяющим интенсивность процессов тепло- и массообмена в этом устройстве, является теплообменная пассивная насадка, которая выполняется часто в виде засыпки из керамических колец Рашига типа КК. В таких теплообменных аппаратах горячие газы и нагреваемая жидкость, как правило, движутся в противоточном направлении.

Таким образом, главными преимуществами насадочных контактных теплообменников являются высокая тепловая эффективность и простота изготовления.

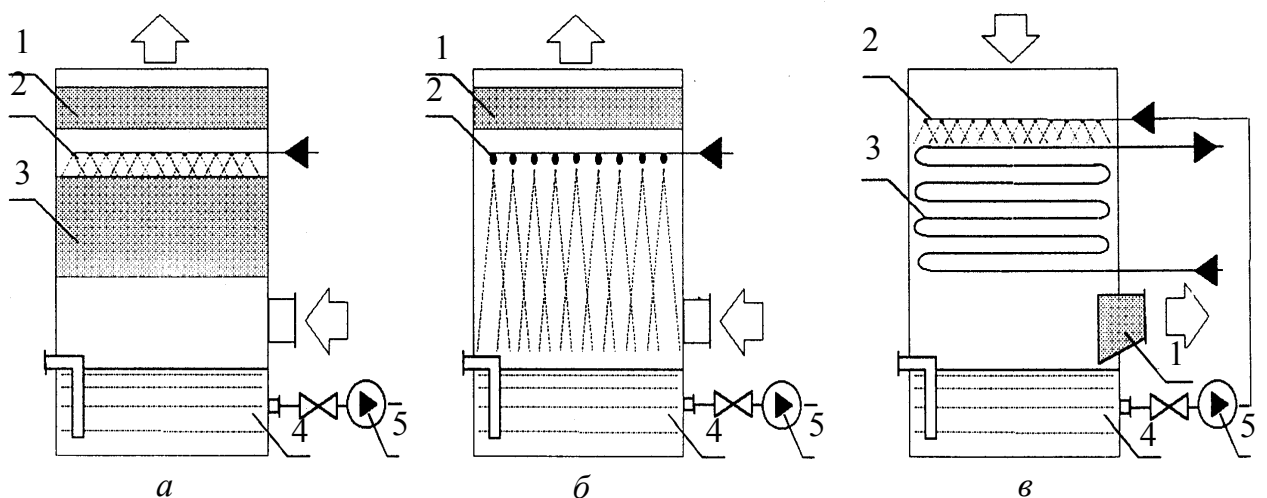


Рис. 1.1. Схемы контактных теплообменников-экономайзеров:
 а – с пассивной насадкой; б – без насадки; в – с “активной” насадкой (КТАН);
 1 – каплеулавливающее устройство; 2 – оросительное устройство; 3 – теплообменная насадочная поверхность; 4 – поддон для сбора воды; 5 – перекачивающий насос

К недостаткам контактных теплообменников насадочного типа относятся: 1) невозможность нагревания воды выше температуры мокрого термометра; 2) достаточно большое аэродинамическое сопротивление (300–1700 Па); 3) существенная зависимость аэродинамического сопротивления аппарата от плотности орошения насадки водой; 4) малая скорость газов (1,0–2,5 м/с); 5) наличие уноса влаги.

Меньшее применение на практике получили полые контактные теплообменные аппараты (рис. 1.1, б). Интенсивность процессов тепло- и массообмена в полых контактных теплообменных аппаратах зависит в основном от расположения и характеристик форсунок-оросителей.

Полые контактные аппараты отличаются от насадочных рядом преимуществ: 1) отсутствием насадки, т.е. простотой конструкции; 2) не высоким аэродинамическим сопротивлением (не более 100,0–200,0 Па), которое практически не зависит от плотности орошения; 3) большими скоростями движения газов (2,5–3 м/с).

Полые контактные теплообменные аппараты не получили большого применения на практике в качестве теплоутилизаторов вследствие их низкой тепловой эффективности, что обуславливается малым временем контакта теплоносителей.

Контактные теплообменные аппараты с так называемой активной насадкой (КТАНЫ) (рис. 1.1, в) были разработаны и применены на практике позже полых и контактных теплообменников с пассивной насадкой. Главное отличие КТАНа от теплообменника с пассивной насадкой заключается в том, что холодная исходная вода подогревается горячим теплоносителем (например, уходящими газами) в пучке труб диаметром 20,0–30,0 мм, который дополнительно еще орошается циркулирующей водой. Такая насадка была названа активной. Интенсивность процессов тепло- и массообмена, т.е. тепловая эффективность КТАН-аппаратов, определяется одновременно интенсивностью процесса тепломассообмена между газами и орошающей жидкостью, а также и интенсивностью процесса теплопередачи от нагретой орошающей жидко-

сти и газов к подогреваемой жидкости, протекающей в трубном пучке.

Анализ публикаций показывает, что КТАН-аппараты имеют положительные качества и недостатки рассмотренных выше контактных тепло- и массообменных аппаратов. К преимуществам КТАН относятся:

- 1) повышенная скорость прохода газов в аппарате (до 6–10 м/с);
- 2) не высокое аэродинамическое сопротивление (300–700 Па);
- 3) нагреваемая вода не контактирует с греющими газами, что не снижает ее качества при нагреве.

Недостатки КТАН-теплообменников:

- 1) подогрев жидкости (воды) в них не превышает температуру мокрого термометра;
- 2) нагреваемая исходная вода, орошающая теплообменные поверхности КТАНа, в его верхней зоне охлаждает нагреваемую воду, протекающую по трубкам;
- 3) коэффициент использования теплоты уходящих газов при применении КТАН-теплообменника ниже, чем при использовании насадочного теплообменника;
- 4) унос влаги из аппарата.

Краткий обзор научных разработок по внедрению теплообменных аппаратов с пассивной насадкой для контактного нагрева воды продуктами сгорания природного газа представлен в работе И.З. Аронова [14]. Указывается, что в 1929 г. профессор А.К. Сильницкий осуществил внедрение контактного теплообменника для нагревания воды. Позднее разработками в области внедрения в промышленность аппаратов с пассивной насадкой для контактного нагрева воды активно занимались сотрудники конторы Оргэнерго (Ленинград) Б.Н. Николаевский, Л.С. Горович и др. В 1938 г. профессор Г.К. Филоненко разработал теплообменный аппарат для полезного использования теплоты сушильных установок.

Применяемые в 30–40 годы прошлого столетия контактные теплоутилизаторы использовались в теплогенерирующих установках, где сжигалось

твердое органическое топливо. Они не получили широкого применения по причине неудовлетворительного качества подогреваемой воды.

В тоже время установка комплексного ступенчатого глубокого использования теплоты уходящих газов для промышленных установок была разработана М.Б. Равичем.

С 1957 г. работы по внедрению в практику установок для глубокого охлаждения газов проводились в НИИСТ (г. Киев). Позже такие работы осуществлялись профессором Б.Н. Лобаевым и к.т.н. И.З. Ароновым.

В 1961-1965 гг. институтом Промэнерго были внедрены установки для глубокого охлаждения газов на предприятиях г. Москвы: Краснохолмском камвольном комбинате; Электроламповом заводе; Тишино-Сокольнической красильно-отделочной фабрике; Кунцевской ткацко-отделочной фабрике.

На XIII конгрессе МИРЭК в г. Ленинграде (1987 г.) охлаждение уходящих продуктов сгорания ниже точки росы было отмечено как наиболее эффективное энергосберегающее мероприятие. Аналогичные работы были выполнены в странах Западной Европы и США в начале 70-х годов прошлого века.

Контактные теплоутилизаторы за энергокотлами испытывались более основательно. Работы проводились НИИСТ совместно со службами тепловых электростанций и энергосистем. В качестве пассивной насадки применялись керамические кольца Рашига (КК-50 – КК-25) высотой слоя 1,0–1,5 м, загруженные, в основном, навалом [14, 172, 173].

Газоводяные теплоутилизаторы-экономайзеры с теплообменной поверхностью из керамических колец Рашига (пассивной насадкой) имеют достаточно большую энергоэффективность. Однако следует отметить, что эти теплообменные аппараты имеют главный недостаток, который заключается в плохом качестве нагреваемого в нем теплоносителя (воды). Качество воды не соответствует ГОСТ Р 51232-98.

Для снятия этого ограничения аппараты с пассивной теплообменной поверхностью, скомпонованной, как правило, из керамических колец Рашига,

стали применять совместно с промежуточным водоводяным теплообменником. Подогрев нагреваемой для потребителя воды в водоводяном теплообменнике значительно повышал ее качество, так как отсутствовал прямой контакт охлаждаемых газов и воды [14, 16, 326].

Дальнейшие разработки в области совершенствования аппаратов для охлаждения газов ниже точки росы получили в [128]. Особенностью контактного теплообменника с пассивной насадкой (КТАН) является то, что в процессе тепло- и массообмена в этом теплообменнике принимают участие три теплоносителя: 1) уходящие продукты сгорания котла; 3) поток чистой воды; 2) поток орошающей воды. Последний предназначен для интенсификации теплопередачи от продуктов сгорания к чистому потоку воды. КТАНЫ – утилизаторы установлены и работают на ряде предприятий республик Прибалтики [14, 173].

Характеристики КТАН – утилизаторов представлены в работах [35, 172, 173]. Анализ КТАН – утилизаторов и их сравнение с контактными теплообменниками с пассивной насадкой по эффективности работы достаточно подробно проанализированы в научных статьях [283, 284].

Главный недостаток рассмотренных выше газоводяных контактных аппаратов с пассивной и с активной (КТАН) насадками, в которых для потребителя подогревается вода, состоит в невозможности ее нагревания до температуры, превышающей температуру t_m – мокрого термометра ($t_m=50,0-60,0$ °С) [14, 35].

Использование теплообменных аппаратов для охлаждения газов ниже точки росы в теплогенерирующих установках с целью экономии сжигаемого органического топлива получило широкое распространение и в зарубежных странах: ФРГ, США, Франции, Бельгии [14, 387, 388, 389, 390].

В настоящее время получают распространение конденсационные поверхностные теплообменники [400, 401, 402]. Такие теплообменники оказываются вполне конкурентноспособны с контактными и тем более с контакт-

но-поверхностными аппаратами. Их главным преимуществом по сравнению с теплоутилизаторами контактного типа является возможность использования конденсата водяных паров, выделяющегося из газов, в качестве подпиточной воды тепловой сети или питательной воды котлов низкого давления.

Котлы и водяные экономайзеры с глубоким охлаждением продуктов сгорания достаточно широко применяются в зарубежных странах [391, 392, 393, 394, 395, 396]. Следует отметить, что распространение на практике технологий понижения температуры газов ниже точки росы вызвано повышением КПД конденсационных котлов на 15–20% по сравнению с традиционными котлами [388]. Повышенная энергоэффективность работы котельной установки в этом случае обуславливается тем, что в котлоагрегате используется теплота, дополнительно выделяющаяся при конденсации водяных паров из парогазовой смеси [388].

В РФ впервые внедрение конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа за котлом ДЕ-10-14 ГМ было осуществлено институтом Сантехпроект (г. Горький) [148]. Наиболее существенные результаты для науки и практики, связанные с разработкой и эксплуатацией КТ поверхностного типа были получены Ульяновским государственным техническим университетом [99, 173]. Теоретические разработки в этой области дополнительно представлены в работах [28, 33, 41, 49].

При внедрении конденсационных теплоутилизаторов необходимо проводить анализ работы газоходов и дымовых труб для предупреждения конденсации в них водяных паров из газов [14, 38, 173, 199]. Ряд результатов исследований по этой тематике рассмотрен в главе 3 настоящей работы (см. п. 3.6).

На тепловых электростанциях для отвода уходящих газов в атмосферу устанавливаются в основном железобетонные дымовые трубы, состоящие из газоотводящего ствола и несущего железобетонного ствола. Газоотводящий ствол предназначен для того, чтобы оградить поток продуктов сгорания от

несущего железобетонного ствола. Несущий железобетонный ствол предназначен для восприятия весовых нагрузок и воздействия ветра. Эти нагрузки для высоких дымовых труб достигают значительных величин. Для повышения надёжности железобетонных дымовых труб на практике разделяют функции газоотводящего и несущего стволов.

Оригинальным предложением в области защиты железобетонного ствола от воздействия газов следует считать схему, в соответствии с которой между железобетонным стволом и теплозащитной футеровкой по всей высоте трубы создается канал шириной 100–200 мм. В железобетонном стволе выполняются окна для подачи атмосферного воздуха в канал внизу трубы и его отвода в атмосферу вверху трубы. Такое предложение разработано ОРГРЭС. Движение воздуха в канале осуществляется за счет естественной конвекции при нагревании воздуха от футеровки или создается вентилятором. На некоторых режимах работы дымовых труб воздух перед подаче в канал предварительно подогревают до определенной температуры. Температура подогрева зависит от температуры наружного воздуха [50, 270, 327].

В диссертации предложены методы полезного использования теплоты вентилируемого воздуха дымовых труб тепловых электростанций [98, 106, 172].

С целью повышения производства обессоленной воды из продуктов сгорания разработана схема котельной установки с контактными воздухоподогревателем и утилизатором теплоты газов [172, 180, 337, 341]. Для закрытых систем теплоснабжения, в которых расход подпиточной воды не большой, котельная установка может работать без химводоочистки. Значимым эффектом котельной установки с контактными воздухоподогревателем является снижение выбросов в атмосферу оксидов азота. Установлено, что предварительное увлажнение воздуха, подаваемого на горение, не ухудшает технико-экономических показателей котлов, работающих совместно с конденсационными утилизаторами теплоты уходящих газов [129].

В [33, 102, 374] представлены результаты исследований в области охлаждения ниже точки росы водяных паров уходящих газов газифицированных котлов с использованием воздуха в качестве нагреваемой среды. В работе [33] рассматривается случай, когда воздух нагревается в пластинчатых теплообменниках. При этом наибольшая эффективность может быть достигнута для газовых котельных установок, располагаемых на территориях промпредприятий, где имеется возможность использовать подогретый в КТ воздух в качестве теплоносителя в системах воздушного отопления производственных зданий. Следует отметить, что пластинчатые газоздушные воздухоподогреватели не получили широкого распространения на практике из-за больших габаритов по сравнению с трубчатыми [260].

В работах [102, 374] представлены технологии предварительного подогрева дутьевого воздуха котла в КТ поверхностного типа. Отличием предложенного решения от рассмотренных ранее заключается в том, что только часть уходящих газов охлаждается ниже точки росы в КТ. При этом полезно используемая в КТ теплота возвращается (регенерируется) в цикл котельной установки. В этом случае теплообменная поверхность КТ, как показывают расчеты, значительно снижается. Кроме того, улучшаются условия работы дымовой трубы вследствие повышения температуры газов на входе в газоотводящую трубу.

Целесообразность применения КТ на тепловых электростанциях для утилизации теплоты уходящих газов котлов, работающих на твердом и жидком органических топливах, проанализирована в [259]. Следует отметить, что в энергетике РФ отсутствует опыт внедрения конденсационных теплообменников на теплогенерирующих установках, работающих на твердом топливе.

В заключение отмечу, что практическое применение конденсационных теплообменных аппаратов обуславливается, наряду с энергосбережением, также и уменьшением вредных выбросов в атмосферу CO_2 , NO_x и водяного пара H_2O . По данным [308, 399] водяной пар H_2O является одним из наиболее активных парниковых газов. В среднем до 78% парникового эффекта обусловлено парами воды и только 22% углекислым газом.

1.2. Анализ исследований в области утилизации воды непрерывной продувки барабанных котлоагрегатов

Качество пара, вырабатываемого котлоагрегатами, должно удовлетворять нормативным требованиям [257]. Не соответствующее нормам качество пара ведет к серьезным нарушениям в работе оборудования котельной установки: в котлах пар низкого качества вызывает заносы солями внутренних теплообменных поверхностей пароперегревателей. Отложение солей понижает тепловосприятие от газов к пару и температуру перегрева пара. Дополнительно создается опасность пережога труб пароперегревателя. Кроме того, в паровых турбинах возникают отложения солей на лопаточном аппарате. При этом снижаются производительность и экономичность турбоагрегатов, а также и ресурс их работы. Очистка оборудования тепловой электростанции от солевых отложений сложна и не всегда приводит к должному эффекту. При этом требуется остановка агрегатов и выполнение большой и ответственной работы по промывке. Поэтому одной из основных задач при эксплуатации котлоагрегатов является задача производства чистого пара.

Солесодержание пара, мг/дм³, равно [52, 61]:

$$C_{\text{п}} = (B_{\text{п}} C_{\text{к.в}}) / 100. \quad (1.1)$$

Здесь $B_{\text{п}}$ – влажность насыщенного пара, %; $C_{\text{к.в}}$ – содержание солей в котловой воде, мг/дм³.

Количество влаги, уносимой паром, существенно зависит от содержания примесей солей в воде, через которую водяной пар проходит перед выходом в паровой объем барабана. На этот процесс оказывает влияние и паропроизводительность котла. При увеличении паропроизводительности котла увеличиваются скорость выброса капель и высота их заброса, что приводит к более интенсивному “набуханию” объема воды.

Во время поступления пароводяной эмульсии под уровень воды одновременно протекают процессы как набухания, так и вспенивания воды. Последнее обуславливается наличием в воде легко вспенивающихся компонен-

тов. При увеличении концентрации солей в котловой воде процессы набухания и вспенивания усиливаются. При этом возрастает унос влаги паром. Анализ результатов исследований в этой области позволил установить зависимость ухудшения чистоты пара от повышения концентрации солей в котловой воде при неизменяющейся паропроизводительности котельной установки [52, 61, 288].

Нормативные требования к качеству испаряемой в котле воды индивидуальны для каждого котлоагрегата. Они должны соответствовать инструкции по ведению ВХР. Нормы качества котловой воды устанавливаются также и на основании результатов, полученных при проведении теплехимических испытаний парового котла [66, 257].

С целью обеспечения режима работы парового котла, когда на внутренних поверхностях экранных труб отсутствует образование накипи, а также с целью получения требуемого качества водяного пара концентрация солей в испаряемой воде должна соответствовать нормативным требованиям. Для этого производят непрерывную продувку парового котла. Если в котельной установке используют схему со ступенчатым испарением, то продувку производят из солевых отсеков котла.

В соответствии с законом сохранения массы величина продувки должна быть такой, чтобы количество солей, поступающих с питательной водой в котёл, было равно количеству солей, удаляемых из котла с насыщенным паром и продувочной водой.

Обозначим через $S_{п.в}$, $S_{к.в}$ и $S_{п}$ соответственно содержание солей в питательной воде, котловой воде и насыщенном паре, мг/кг. Тогда уравнение солевого баланса, записанное для 1 кг водяного пара, будет иметь вид:

$$S_{п.в} + \frac{p}{100} S_{п.в} = S_{п} + \frac{p}{100} S_{к.в} \quad (1.2)$$

или

$$(100 + p) S_{п.в} = 100S_{п} + pS_{к.в}. \quad (1.3)$$

Аналогичное уравнение может быть написано и для содержания любой примеси. Например, для кремнекислоты:

$$(100 + p)S_{п.в}^{SiO_3^{2-}} = 100S_{п}^{SiO_3^{2-}} + pS_{к.в}^{SiO_3^{2-}}, \quad (1.4)$$

где $S_{п.в}^{SiO_3^{2-}}$, $S_{п}^{SiO_3^{2-}}$ и $S_{к.в}^{SiO_3^{2-}}$ – содержание кремнекислоты в питательной воде, паре и котловой воде, мг/кг.

Решая (1.3) и (1.4) относительно p , %, имеем:

$$p = \frac{S_{н.в} - S_{п}}{S_{к.в} - S_{п.в}} 100; \quad (1.5)$$

$$p = \frac{S_{н.в}^{SiO_3^{2-}} - S_{п}^{SiO_3^{2-}}}{S_{к.в}^{SiO_3^{2-}} - S_{п.в}^{SiO_3^{2-}}} 100. \quad (1.6)$$

Продувка связана с потерями теплоносителя и теплоты, что выявляется при сведении теплового и материального балансов котла. С целью снижения потерь с продувкой котла, как видно, например, из уравнения (1.5), необходимо по возможности уменьшать солесодержание питательной воды и увеличивать солесодержание продувочной воды.

Для снижения расхода продувочной воды в СССР профессором Э.И. Роммом предложен и разработан метод ступенчатого испарения (рис. 1.2, а) [61, 72, 260].

Для снижения потерь теплоты и теплоносителя с продувкой котла устанавливают расширители непрерывной продувки (РНП) и водоводяные теплообменники (охладители продувки). Первоначально продувочную воду направляют в РНП. В дросселирующих устройствах и в корпусе расширителя непрерывной продувки давление её снижается. Одновременно осуществляется частичное испарение продувочной воды. Образующийся в РНП водяной пар отводится обычно в деаэратор и полезно используется в котельной установке или в цикле ТЭС. После РНП отсепарированная вода (концентрат) направляется в водоводяной теплообменник. В водоводяном теплообменнике

концентрат охлаждается до 40 °С потоком воды, используемой в цикле станции или котельной установки. Охлажденный концентрат направляется на подпитку тепловой сети закрытого типа или сбрасывается в канализацию.

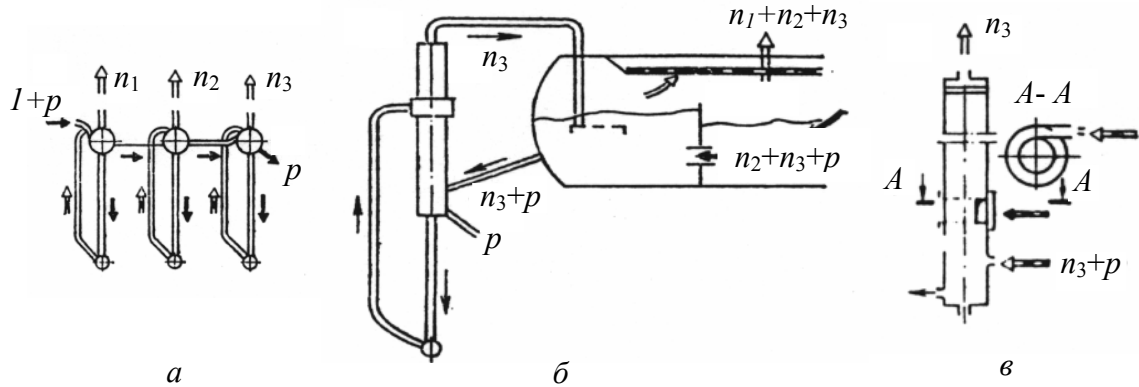


Рис. 1.2. Схемы ступенчатого испарения:

а – каскадная схема; *б* – трехступенчатое испарение с встроенным и выносным отсеками; *в* – выносной циклон с улиточным подводом

В котельных, содержащих паровые котлы высокого и среднего давления, продувочная вода первых котлоагрегатов может направляться в котлы среднего давления в качестве питательной воды.

Путем обследования режимов работы ряда котельных установок теплоэлектростанций среднего и высокого давления установлено, что часто при номинальных параметрах пара котлоагрегаты эксплуатируются с превышением нормируемого показателя расхода непрерывной продувки. Увеличение размера продувки обуславливает перерасход топлива примерно на 0,2% на каждый процент возрастания величины продувки [61]. На практике бывают случаи, когда котлоагрегаты имеют ограничения по паровым нагрузкам вследствие снижения качества пара.

1.3. Состояние проблемы в области повышения эффективности вакуумных деаэраторов подпиточной воды тепловой сети

В настоящее время на тепловых электрических станциях и в котельных установках дегазацию (удаление из воды O_2 , CO_2 и NH_3) добавочной воды цикла, питательной воды испарителей и паропреобразователей, подпиточной

воды теплосетей производят путём термической и химической дегазации и декарбонизации [25, 37, 52, 156, 163, 214, 215, 225, 246, 247, 287, 288, 322-324].

Теоретической основой термической деаэрации воды является закон распределения вещества между фазами, устанавливает взаимосвязь растворимости газа в воде от его парциального давления в пространстве над водой:

$$G = K_p p_g = K_p (p - p_n). \quad (1.7)$$

Здесь K_p - коэффициент растворимости газа в воде, мг/(кг·Па); p_g - парциальное давление газа, Па; G - растворимость газа в воде, мг/кг; p - суммарное давление газа и водяных паров в пространстве над водой, Па; p_n - парциальное давление водяных паров в том же пространстве, Па.

Значение K_p зависит от температуры воды.

Анализ формулы (1.7) показывает, что растворимость газа в воде равна нулю при $p_n = p$. Следует отметить, что такое состояние системы возможно при кипении воды. Давление в объеме над водой практически не влияет на процесс дегазации, позволяет проводить термическую дегазацию жидкости как при избыточном, так и при вакуумметрическом давлении. Для повышения эффективности деаэрации температура воды должна достигать температуры кипения при данном давлении.

В формуле (1.7) отсутствуют параметры, учитывающие кинетику процесса дегазации теплоносителя. Поэтому выполнение отмеченных выше условий не всегда гарантирует эффективность дегазации воды и в случае, когда парциальное давление газов над водой равно нулю.

Таким образом, процесс термической дегазации воды включает стадии нагрева воды до температуры насыщения, диффузии растворенных в воде газов и их десорбции. Следует отметить, что в процессе термической деаэрации воды роль десорбции является определяющей.

Расход удаляемого из воды газа рассчитывается по следующему уравне-

нию

$$B = K_M \cdot \Delta p \cdot F. \quad (1.8)$$

Здесь B – расход удаляемого газа, кг/ч; K_M – коэффициент массопередачи, кг/(м²·ч·Па); Δp – логарифмическая разность равновесного парциального давления газа в деаэрируемой воде и парциального давления этого же газа в греющем паре, Па; F – суммарная поверхность раздела между водой и паром, м².

$$B = D \cdot (C_H - C_K), \quad (1.9)$$

Здесь D – расход деаэрируемой воды, м³/ч; C_H и C_K – начальная и конечная концентрации растворенного в воде газа, кг/м³.

Суммарная поверхность раздела между водой и паром:

$$F = \frac{D(C_H - C_K)}{K_M \Delta p}; \quad (1.10)$$

$$F = \frac{D}{K_M} \frac{(C_H - C_K) \ln \frac{p_H - p_2}{p_K - p_1}}{((p_H - p_2) - (p_K - p_1))}, \quad (1.11)$$

Здесь p_H и p_K – начальное и конечное равновесные парциальные давления газа в воде, Па; p_1 и p_2 – начальное и конечное парциальные давления газа в парогазовой смеси, Па.

Наиболее трудно удалить из воды аммиак, растворимость которого при температуре 100 °С примерно в 3000 раз выше растворимости O₂ и в 150 раз выше растворимости CO₂. Установлено, что степень удаления аммиака из воды путём термической деаэрации не превышает 8-10%. При совместном присутствии в деаэрируемой воде углекислоты и аммиака образуется слаболетучий углекислый аммоний, что ещё дополнительно ухудшает качество термической деаэрации.

Эффективность удаления из воды CO₂ – свободной углекислоты значительно ниже, чем эффективность удаления O₂ особенно при наличии свобод-

ной углекислоты в греющем паре. При этом следует помнить, что термическое разложение бикарбоната натрия начинается лишь после того, как из воды практически полностью удалена вся свободная углекислота. Таким образом, для обеспечения процесса термического разложения бикарбоната натрия, необходимо отводить из воды выделяющуюся при этом углекислоту.

Аппараты, предназначенные для термической деаэрации жидкости (воды), называются термическими деаэраторами. Термические установки для деаэрации воды в соответствии с ГОСТ 16860-88 подразделяют на следующие типы: на вакуумные типа ДВ, атмосферные типа ДА и повышенного давления – ДП.

В деаэраторах ДВ рабочее давление равно 0,0150 – 0,080 МПа, температура насыщения – 54,0–93,50 °С. В атмосферных деаэраторах $p = 0,110 – 0,130$ МПа, температура насыщения – 102,0 – 106,70 °С. В деаэраторах повышенного давления $p = 0,60 – 1,00$ МПа, температура насыщения 158,80 – 180,00 °С.

В соответствии с ГОСТ 16860-88 при производительностях установки от 30,0 до 120,0% номинальной, все деаэраторы должны обеспечить подогрев воды от 10,00 до 40,00 °С. При этом остаточная концентрация кислорода в воде должна составлять значения: в деаэраторах ДВ – 50,0 мкг/дм³, в деаэраторах ДА и ДП – 20,0 мкг/дм³ для котлов с давлением до 10,00 МПа, в деаэраторах ДП – 10,0 мкг/дм³ для котлов с давлением выше 10,00 МПа. Во всех случаях концентрация свободной углекислоты в деаэрированной воде должна быть равной нулю.

На ТЭЦ Российской Федерации для открытых систем теплоснабжения применяют в основном деаэраторы типа ДВ (ДСВ) производительностью 400-1200 м³/ч конструкции НПО ЦКТИ г. Санкт-Петербурга совместно с Саратовским заводом энергетического машиностроения (СЗЭМ). По ГОСТ 16860-88 концентрация кислорода в деаэрированной воде не должна превышать 50 мкг/дм³ [257].

Во многих системах теплоснабжения с вакуумной деаэрацией подпи-

точной воды наблюдается аварийный уровень внутренней коррозии трубопроводов и теплофикационного оборудования. Интенсивная коррозия трубопроводов и оборудования объясняется повышенными концентрациями в подпиточной и сетевой воде кислорода (100 мкг/дм^3 и более) и диоксида углерода (до 20 мг/дм^3) из-за несовершенства проектных схем вакуумных деаэрационных установок. Кроме того, некоторые специалисты связывают решение проблемы повышения надёжности работы вакуумных деаэрационных установок с созданием более совершенных конструкций вакуумных деаэраторов [192, 203, 322, 323, 328].

Наиболее значимые разработки в области термической деаэрации воды, создания новых и совершенствования существующих конструкций деаэраторов в 50-80 годы 20-го века получены МПО ЦКТИ и УралВТИ. Одновременно в те же годы в области химической технологии Российскими учёными были проведены фундаментальные исследования и получены важные для практики результаты в области гидродинамики и массообмена в аппаратах, аналогичных деаэраторам. В настоящее время научными разработками в области термической деаэрации воды активно занимается научная школа ИГЭУ под руководством профессоров Г.В. Ледуховского, Е.В. Барочкина, Б.М. Ларина [24, 25, 217, 218, 219, 222, 223, 225]. Значимые результаты в разработке высокоэкономичных тепловых схем теплофикационных турбоустановок с термическими деаэраторами получены в УлПИ-УлГТУ под руководством профессора В.И. Шарапова [322 - 325]. На кафедре ТЭС СамГТУ выполнены исследования в области совершенствования конструкций вакуумных деаэраторов подпиточной воды систем теплоснабжения [172, 203, 369, 372], результаты исследований внедрены на Самарской ТЭЦ и Центральной отопительной котельной Самарской ГРЭС.

1.4. Обзор исследований в области повышения экономичности ТЭС

1.4.1. Паротурбинные тепловые электрические станции.

Перспективы развития

Паротурбинные установки (ПТУ) составляют основу современной энергетики. Цикл Ренкина паросиловой установки (ПСУ) (рис. 1.3) имеет невысокую тепловую экономичность, что обусловлено значительными потерями теплоты в холодном источнике – конденсаторе паровой турбины. Для повышения экономичности цикла ПСУ осуществляется комбинированная выработка электроэнергии и теплоты [5, 37, 163, 270, 287].

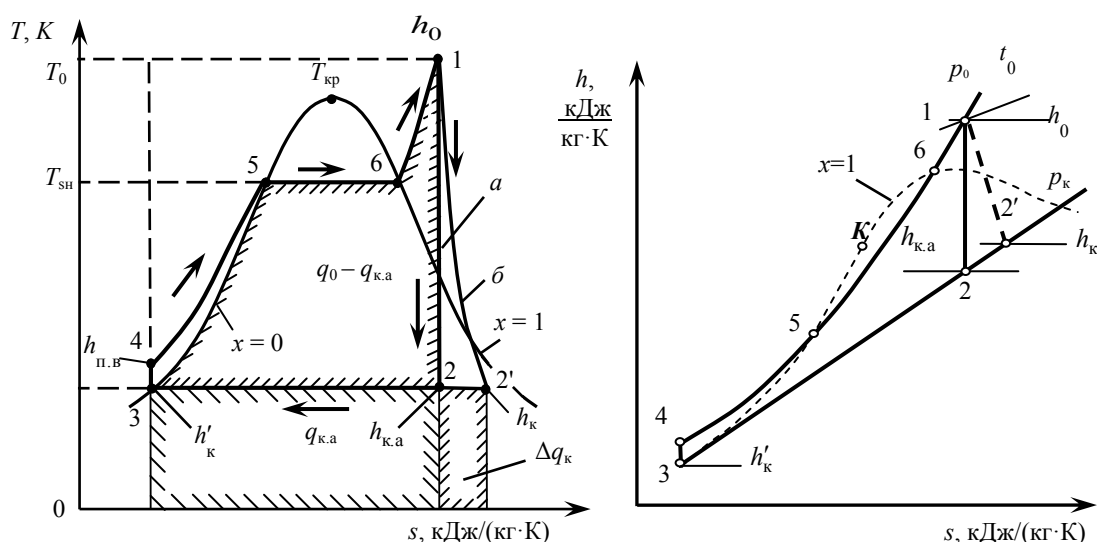


Рис. 1.3. Цикл Ренкина для водяного пара в T, s - и h, s -диаграммах:
a – идеальный; *б* – действительный

Процессы цикла Ренкина (рис. 1.3): 1–2 – изэнтропийное (адиабатное) расширение пара в турбине; 2–3 – конденсация пара в конденсаторе; 3–4 – повышение давления воды в конденсатном и питательном насосах; 4–5 – подогрев воды до температуры насыщения t_s ; 5–6 – парообразование; 6–1 – перегрев пара в пароперегревателе.

Достоинствами ПТУ являются большая единичная мощность, использование различных видов органического топлива, а также и ядерного. Недостатки паротурбинных установок: малая экономичность, большой расход ох-

лаждающей воды для конденсации отработавшего в турбине водяного пара, большая металлоемкость агрегатов особенно котлов [37, 163, 270, 287].

Паротурбинные тепловые электростанции по виду отпускаемой энергии подразделяются на два вида: а) конденсационные тепловые электрические станции (КЭС), отпускающие только электрическую энергию; б) теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) – тепловые электростанции, отпускающие электрическую и тепловую энергию.

В конденсационной тепловой электрической станции, работающей на органическом топливе без промперегрева водяного пара, подвод теплоты к рабочему телу осуществляется только при генерации пара и перегреве его до заданной температуры (рис. 1.4). Водяной пар из котлоагрегата подается в турбину, находящуюся на одном валу с генератором. Отработавший в турбине пар конденсируется в конденсаторе за счет подачи в его трубки циркуляционной воды. Турбинный конденсат конденсатным насосом через регенеративные подогреватели низкого давления подается в деаэратор (на рис. 1.4 не показаны). Питательная вода питательным насосом подается в котельную установку.

ТЭЦ имеют более высокие энергетические показатели по сравнению с КЭС. Повышение экономичности ТЭЦ обуславливается полезным использованием части теплоты отработавшего в турбине пара у внешнего потребителя [37, 163, 270, 281, 287].

Повышение тепловой экономичности паротурбинных электростанций и отдельных агрегатов достигается за счет повышения начальных и снижения

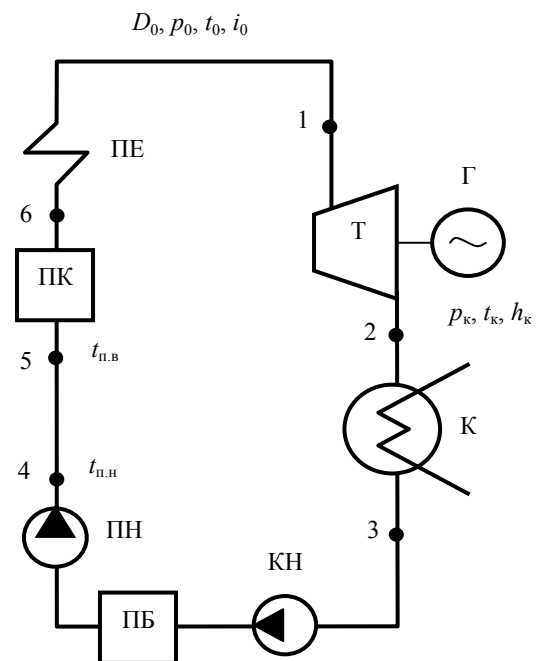


Рис. 1.4. Тепловая схема КЭС: Т – турбина; Г – генератор; К – конденсатор; КН, ПН – конденсатный и питательный насосы; ПБ – питательный бак; ПК – паровой котел; ПЕ – основной пароперегреватель

конечных параметров водяного пара, применения промежуточного перегрева пара, регенеративного подогрева питательной воды, использования вторичных энергоресурсов, в частности, теплоты конденсации отработавшего в турбине пара. Тепловая экономичность агрегатов и электростанций характеризуется КПД, удельными расходами теплоты и условного топлива. При этом на ТЭС, работающих на органическом топливе, удельный расход условного топлива является основным показателем экономичности работы оборудования [37, 163, 270, 281, 287].

КПД по отпуску электроэнергии конденсационной электростанции равен отношению отпущенной электрической энергии к затраченной энергии [37, 163, 270, 287]:

$$\eta_c^H = (\mathcal{E} - \mathcal{E}_{\text{сн}}) / Q_c = \mathcal{E}(1 - \bar{\mathcal{E}}_{\text{сн}}) / Q_c. \quad (1.12)$$

Здесь η_c^H – КПД нетто станции; Q_c – теплота сожженного топлива; \mathcal{E} – расход выработанной электроэнергии; $\mathcal{E}_{\text{сн}}$ – расход электроэнергии на собственные нужды; $\bar{\mathcal{E}}_{\text{сн}}$ – доля расхода электроэнергии на собственные нужды; \mathcal{E} , $\mathcal{E}_{\text{сн}}$, Q_c – выражены в одинаковых электрических или тепловых единицах, например, кВт. Здесь $\bar{\mathcal{E}}_{\text{сн}} = \mathcal{E}_{\text{сн}} / \mathcal{E}$.

$$Q_c = \frac{Q_{\text{пк}}}{\eta_{\text{пк}}} = B \cdot Q_H^p, \quad (1.13)$$

где $\eta_{\text{пк}}$, $Q_{\text{пк}}$ – КПД и тепловая нагрузка парового котла, кВт; B – расход топлива, кг/с; Q_H^p – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

КПД брутто конденсационной электростанции η_c равен отношению выработанной электроэнергии к теплоте сожженного топлива:

$$\eta_c = \mathcal{E} / Q_c = N_{\mathcal{E}} / Q_c; \quad (1.14)$$

$$\eta_c^H = \eta_c (1 - \bar{\mathcal{E}}_{\text{сн}}). \quad (1.15)$$

КПД КЭС зависит от КПД турбоустановки $\eta_{\text{ту}}$, парового котла $\eta_{\text{пк}}$ и соединяющих их трубопроводов пара и воды $\eta_{\text{тр}}$ [37, 163]:

$$\eta_c = \eta_{\text{ту}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{пк}}; \quad (1.16)$$

$$\eta_{\text{ту}} = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\Gamma}, \quad (1.17)$$

где η_{oi} , η_m , η_{Γ} – внутренний относительный и механический КПД турбины, и КПД генератора.

$\eta_{oe} = \eta_{oi} \cdot \eta_m$ – относительный эффективный КПД турбины.

Термический КПД (брутто) идеального (термодинамического) цикла паросиловой установки (ПСУ) (цикла Ренкина, рис. 1.3):

$$\eta_t = \frac{q_0 - q_{\text{к.а}}}{q_0} = \frac{(h_0 - h_{\text{п.в}}) - (h_{\text{к.а}} - h'_{\text{к}})}{h_0 - h_{\text{п.в}}}, \quad (1.18)$$

где $q_0 = h_0 - h_{\text{п.в}}$ – расход теплоты из горячего источника; $q_{\text{к.а}} = h_{\text{к.а}} - h'_{\text{к}}$ – потеря теплоты в холодном источнике (при адиабатном расширении); h_0 , $h_{\text{п.в}}$, $h_{\text{к.а}}$, $h'_{\text{к}}$ – теплосодержание острого пара, питательной воды, отработавшего в турбине пара (в изоэнтропийном процессе расширения) и конденсата отработавшего пара при температуре насыщения, кДж/кг.

Теплосодержание питательной равно: $h_{\text{п.в}} = h_{\text{на}} + h'_{\text{к}}$. Считается, что питательная вода после сжатия в питательном насосе подается в паровой котёл. Здесь $h_{\text{на}}$ – адиабатная работа питательного насоса.

Для варианта, когда не учитывается работа насоса, термический КПД цикла Ренкина равен [37, 178, 270]:

$$\eta_t \approx \frac{h_0 - h_{\text{к.а}}}{h_0 - h'_{\text{к}}} = \frac{H_a}{q'_0}. \quad (1.19)$$

КПД КЭС по производству электроэнергии равен: $\eta_c = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{пк}}$. Принимая $\eta_t = 0,55$; $\eta_{oi} = 0,85$; $\eta_m = 0,99$; $\eta_{\Gamma} = 0,985$; $\eta_{\text{тр}} = 0,99$; $\eta_{\text{пк}} = 0,92$, получаем $\eta_c = 0,415$. Таким образом, наиболее низкое значение имеет термический КПД цикла Ренкина паросиловой установки, которым учитываются потери в холодном источнике (конденсаторе паровой турбины).

КПД ТЭЦ. Различают два вида КПД ТЭЦ и турбоустановки ТЭЦ (физический метод) [37, 178]:

а) по производству и отпуску электрической энергии:

$$\eta_c^{\text{э}} = 3600 N_{\text{э}} / Q_c^{\text{э}}; \quad (1.20)$$

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{э}} = 3600 N_{\text{э}} / Q_{\text{ту}}^{\text{э}} = 3600 N_{\text{э}} / (Q_{\text{ту}} - Q_{\text{т}}); \quad (1.21)$$

б) по производству и отпуску теплоты:

$$\eta_c^{\text{т}} = Q_c^{\text{о}} / Q_c^{\text{т}}; \quad (1.22)$$

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{т}} = Q_{\text{т}}^{\text{о}} / Q_{\text{ту}}^{\text{т}} = \eta_{\text{т}} \eta_{\text{пк}}. \quad (1.23)$$

Здесь $Q_c^{\text{э}}$, $Q_c^{\text{т}}$ – теплота топлива на производство электрической и тепловой энергии ($Q_{\text{ту}}$, $Q_{\text{т}}$, $Q_c^{\text{э}}$, кДж/ч); $Q_{\text{ту}}$, $Q_{\text{т}}$ – затраты (расход) теплоты на турбоустановку и внешнего потребителя ($Q_{\text{ту}}^{\text{т}} = Q_{\text{т}}$); $Q_c^{\text{о}}$ – отпуск теплоты потребителю; $\eta_{\text{т}}$ – КПД отпуска теплоты ($\eta_{\text{т}} = 98\text{--}99\%$).

Если учитывать $\eta_{\text{пк}}$ и $\eta_{\text{тр}}$ значения для $\eta_c^{\text{э}}$ и $\eta_c^{\text{т}}$ равны:

$$\left. \begin{aligned} \eta_c^{\text{э}} &= \eta_{\text{ту}}^{\text{э}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{пк}}; \\ \eta_c^{\text{т}} &= \eta_{\text{ту}}^{\text{т}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{пк}}. \end{aligned} \right\} \quad (1.24)$$

Процесс совместного производства электроэнергии и теплоты характеризуется полным КПД брутто ТЭЦ:

$$\eta_c^{\text{э.т}} = (\text{Э} + Q_{\text{т}}) / Q_c, \quad (1.25)$$

где Э и $Q_{\text{т}}$ – количество выработанной электрической и тепловой энергии.

Удельный расход условного топлива на КЭС. Теплота сгорания условного топлива равна 29,308 МДж/кг. Тогда b_y , г/(кВт·ч):

$$b_y = B_y / N_{\text{э}} \approx \frac{B_y \cdot 3600}{B_y \cdot 29,308 \cdot \eta_c} \approx 122,833 / \eta_c \approx 123 / \eta_c. \quad (1.26)$$

Удельный расход топлива на ТЭЦ [37, 178, 270]:

$$b_y^{\text{э}} = B_y / N_{\text{э}} \approx 123 / \eta_c^{\text{э}}. \quad (1.27)$$

При работе станции в конденсационном режиме $\eta_c^3 = 0,415$ и тогда:
 $b_y^3 = 296,4$ г/(кВт·ч).

Для турбины типа Р: $\eta_c^3 = \eta_m \eta_\Gamma \eta_{тр} \eta_{пк} =$
 $= 0,958 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,9 = 0,855$, получаем $b_y^3 = 144$ г/(кВт·ч).

Удельный расход условного топлива на отпуск теплоты [37, 270]:

$$b_y^T = B_T / Q_T^0 = 34,121 / \eta_c^T. \quad (1.28)$$

При $\eta_c^T = \eta_{ту}^T \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{пк} = 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,9 = 0,873$, $b_y^T \approx 39,08$ кг/ГДж.

Для значений $\eta_c = 0,37-0,40$ конденсационной электростанции $b_y = 332-307,5$ г/(кВт·ч).

Анализ приведенных выше уравнений и расчетных данных показывает, что повышение энергоэффективности паротурбинных ТЭС достигается путём повышения начальных и понижения конечных параметров рабочего тела, применения регенеративного подогрева воды и промежуточного перегрева водяного пара, использования вторичных энергоресурсов, в том числе теплоты отработавшего в турбине пара. Анализ результатов экспериментальных исследований оборудования ТЭЦ показал, что значимые результаты в области использования вторичных энергоресурсов на ТЭЦ могут быть получены за счет регенерации теплоты отработавшего в цикле рабочего тела путем подогрева низкопотенциальных теплоносителей теплотой отработавшего в турбине пара, уходящих газов энергетических котлоагрегатов и котлов-утилизаторов ГТУ, отвода уходящих газов котлов-утилизаторов ГТУ в атмосферу через вытяжную башню градирни с естественной вентиляцией воздуха.

Развитие комбинированной выработки тепловой и электрической энергии в предшествующие годы на базе паротурбинных ТЭС в настоящее время связывается с внедрением новых направлений:

- переход на парогазовые и газовые циклы, повышающие КПД цикла на 10–15% и, соответственно, снижающие удельный выброс загрязнителей

на единицу выработанной энергии;

- использование малых газотурбинных ТЭЦ с ПГУ, ПТУ мощностью 15–25 МВт для малых городов, отдельных промышленных агломераций; этим энергопредприятиям при высокой их экономичности свойственны меньшие потери в сетях, большая гибкость в регулировании энергоснабжения;

- создание компактных генерирующих энергоустановок мощностью до 150 МВт, не уступающих по экономичности мощным ТЭС, при меньших потерях в сетях, большей гибкости в регулировании энергоснабжения;

- развитие автономных экономичных энергоисточников, вытесняющих при определенных условиях крупных производителей энергии и мощные системы транспортировки и распределения энергии.

При этом наиболее перспективной по экономичности и практическому применению является ПГУ бинарного типа, включающая газотурбинную установку (ГТУ) с котлом-утилизатором и паротурбинную установку. Такие ПГУ работают по комбинированному циклу Брайтона–Ренкина (см. п. 1.4.3). Около 35% новых мощностей, вводимых в настоящее время на ТЭС, осуществляется за счет ПГУ [124, 302, 305, 314]. Следует отметить, что в настоящее время наблюдается снижение теплофикационной выработки паротурбинными ТЭЦ в балансе электрической энергии и мощности.

Перспективные пути повышения экономичности паротурбинных ТЭС

Анализ работы паротурбинных ТЭС позволяет определить основные способы повышения их экономичности [11, 63, 160, 303, 304]: совершенствование проточной части паровой турбины; совершенствование цикла Ренкина ПСУ путём повышения начальных и понижения конечных параметров водяного пара; оптимизация тепловой схемы ТЭС и работы её основного и вспомогательного оборудования. При этом эксплуатационная надёжность паротурбинной и парогазовой электростанции определяется, в значительной степени, тремя факторами: схемными решениями, конструкционными материалами и водно-химическим режимом.

Совершенствование проточной части паровой турбины. Самые большие потери энергии при работе паровых турбин возникают при течении водяного пара через сопловые и рабочие лопатки. Вторыми по абсолютному значению являются потери энергии с выходной скоростью, которая достигает 300 м/с и выше. Третий вид потерь обусловлен протечками водяного пара помимо сопловых и рабочих лопаток.

Для аэродинамического совершенства паровых турбин применяют саблевидные сопловые лопатки, предложенные Московским энергетическим институтом (Г.А. Филиппов, М.Е. Дейч, 1962 г.). На практике саблевидные лопатки впервые были установлены на турбинах фирмы Siemens в 80-х годах двадцатого века. При этом экономичность ступени турбины возрастает на 1,5–2,5% [63]. Особенно эффективно применение саблевидных лопаток для последних ступеней ЦНД турбины. При этом повышение экономичности турбины с учётом доли выработки энергии ЦНД составляет 0,5–0,8%. Фирма Siemens применяет саблевидные («трёхмерные») лопатки также и для ЦВД и ЦСД, где имеются значительные потери энергии в корневой и периферийной зонах.

Учитывая, что потери с выходной скоростью отработавшего в турбине водяного пара пропорциональны квадрату площади выхода, то для уменьшения потерь энергии с выходной скоростью необходимо увеличивать кольцевую площадь выхода пара из турбины [63].

Для снижения утечек пара через периферийные уплотнения применяют так называемое реактивное облопачивание (периферийные разношаговые многоступенчатые уплотнения) в ЧВД и ЧСД (фирма Siemens), что позволяет повысить КПД ступени ЦВД, например турбины К-300-240 ЛМЗ, на 2,0–2,5%.

Повышение начальных параметров пара. Развитие энергетики в области паротурбинных ТЭС неразрывно связано с повышением начальных параметров водяного пара. Повышение начальных параметров пара - один из наиболее эффективных методов увеличения КПД паротурбинной ТЭС. Так как климатические условия РФ позволяют достигать низкое давление (глубокий

вакуум) в конденсаторах турбин, то для повышения экономичности ТЭС эффективным является повышение начальных параметров и введение второго промежуточного перегрева водяного пара. Следует отметить, что эти мероприятия можно применять при использовании любого топлива. В настоящее время на ТЭС уже используют энергоблоки на суперсверхкритические параметры (ССКП): $p_0 = 30$ МПа, $t_0 = 600$ °С, а затем и переход на $p_0 = 35$ МПа, $t_0 = 650$ °С (под ССКП понимают параметры пара $p = 24$ МПа и t более 565 °С).

Применение энергоблоков на ССКП эффективно не только на паротурбинных ТЭС, где сжигается органическое топливо, но и на ПГУ с развитой паротурбинной частью. В настоящее время за рубежом ведутся разработки в области использования в паровых турбинах ПГУ–У водяного пара СКД. Такие технологии можно использовать также и в ПГУ со сбросом газов ГТУ в энергокотёл, с «вытеснением» паровой регенерации, а также и в ПГУ с КДСТ (см. п. 1.4.3). Следует отметить, что энергетика РФ в области использования ССКП отстаёт от разработок развитых стран. При этом уже сегодня имеются все необходимые материалы (жаропрочные и жаростойкие высоколегированные стали), в том числе и отечественного производства.

Повышение экономичности ТЭС РФ за счёт снижения конечного давления p_k водяного пара достаточно сложная задача, так как расчётное давление p_k в конденсаторах турбин КЭС низкое и составляет 0,003–0,005 МПа.

Оптимальные тепловые схемы ТЭС. На КПД энергоблока ТЭС существенное влияние оказывает и температура питательной воды $t_{п.в.}$. Для снижения капитальных затрат в систему регенерации на практике принимают $t_{п.в.}$, равной экономически оптимальной, которая меньше термодинамически оптимальной. Для блоков ССКП имеется тенденция к повышению $t_{п.в.}$ до 310 °С и выше. В РФ при сверхкритических параметрах пара ($p_0=23,5$ МПа) принимают $t_{п.в.}=265-275$ °С [37, 160, 163]. При этом температуру уходящих газов котельной установки следует понижать в конденсационных теплообменниках путём предварительного подогрева дутьевого воздуха котла, подогрева исходной воды или атмосферного воздуха, предназначенного для отопления

помещений производственных зданий (см. главу 2; п.п. 4.6, 4.7, 4.8).

Потенциал повышения экономичности тепловой схемы паротурбинной ТЭС за счёт совершенствования термодинамического цикла приведён в табл. 1.1 [63]. Для современных энергоблоков (энергоблоков нового поколения), работа которых осуществляется на суперсверхкритических параметрах, возможный суммарный потенциал увеличения экономичности составит – 10,80%. При этом экономичность от совершенствования паровой турбины будет равна – 6,10%; за счет перехода на ССКП – 3,20%; от совершенствования тепловой схемы ТЭС – 1,50%.

Таблица 1.1

**Потенциал повышения экономичности тепловой схемы
паротурбинной ТЭС**

№ п/п	Мероприятие	Относительное повышение КПД цикла
1	Повышение давления свежего пара	0,1% / 1,0 МПа
2	Повышение температуры свежего пара	0,02% / 1,0 °С
3	Повышение температуры промежуточного перегрева водяного пара	0,015% / 1,0 °С
4	Применение второго промежуточного перегрева водяного пара	1,2%
5	Снижение давления в конденсаторе паровой турбины	1% / 0,001 МПа
6	Повышение температуры питательной воды	0,02% / 1,0 °С

Примечание. Второй промперегрев применяют на энергоблоках с низким давлением в конденсаторе для понижения конечной влажности отработавшего в турбине пара.

Совершенствование работы котельной установки достигается за счёт применения глубокого охлаждения (ниже точки росы водяных паров) уходящих газов, снижения расхода продувочной воды, подогрева дутьевого воздуха [18, 149, 173, 259].

1.4.2. Газотурбинные тепловые электрические станции

В настоящее время на ТЭС для выработки электроэнергии достаточно широко применяются газотурбинные установки (ГТУ) (рис. 1.5, 1.6) [5, 37, 124, 127, 302, 305, 312, 314]. Принцип действия газотурбинных установок подробно изложен в работах [26, 173, 177, 301, 302, 305, 312, 313].

На практике применяются газотурбинные установки с разомкнутым циклом с подводом теплоты к рабочему телу (со сгоранием органического топлива) при постоянном давлении. Работа таких газотурбинных установок осуществляется по циклу Брайтона (рис. 1.7).

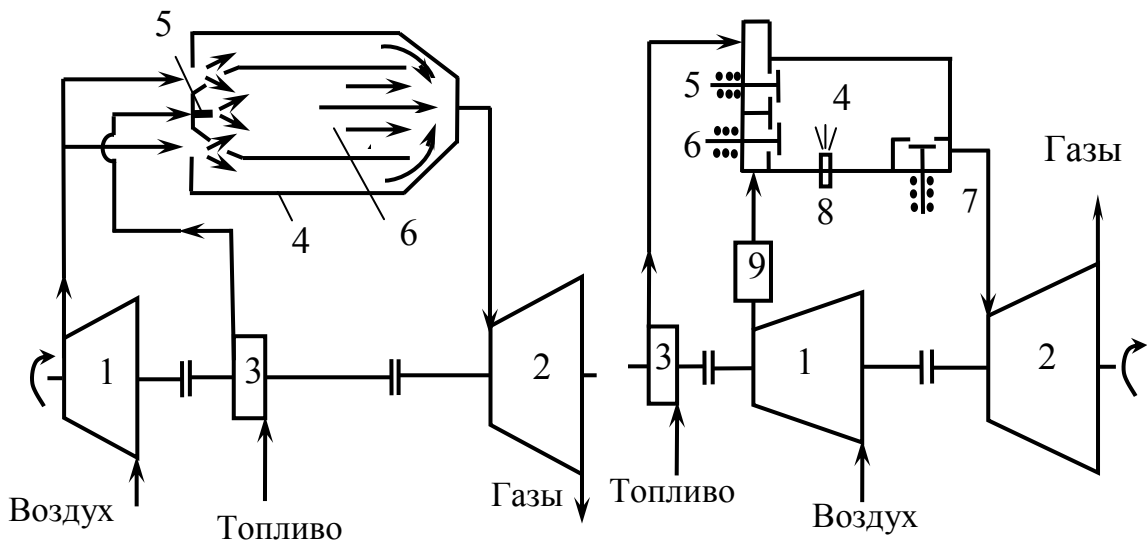


Рис. 1.5. Схема ГТУ со сгоранием топлива при постоянном давлении: 1 – турбокомпрессор; 2 – турбина; 3 – насос; 4 – камера сгорания; 5 – форсунка; 6 – активная зона камеры сгорания

Рис. 1.6. Схема ГТУ со сгоранием топлива при постоянном объеме: 5, 6 и 7 – топливный, воздушный и газовый клапаны; 8 – запальное устройство; 9 – ресивер; остальные обозначения те же, что на рис. 1.5

В качестве рабочего тела газотурбинной установки применяют в основном газы – газообразные продукты сгорания органического топлива в смеси с воздухом.

КПД газотурбинной установки ограничивается начальной температурой рабочего тела (1100 – 1300 °С и выше для ГТУ 5-го поколения). На КПД га-

зотурбинной установки существенное влияние оказывает и единичная мощность установки. При возрастании мощности затраты энергии на собственные нужды снижаются.

Первое ограничение преодолеть в настоящее время затруднительно. Второе ограничение можно преодолеть, если в газовую турбину подавать высокоэнтальпийный рабочий агент, например водяной пар. Газотурбинная установка, в которой рабочим телом является смесь паров воды и газов называется монарной ПГУ. Если в тепловой схеме отдельно используются газы и водяной пар, то такие блоки называются бинарными парогазовыми установками (ПГУ), а их циклы – парогазовыми [301, 302, 312, 314].

Технико-экономические показатели работы ПГУ зависят от эффективности ГТУ. Следует отметить, что в первой половине двадцатого века газотурбинные технологии развивались достаточно медленно, что было обусловлено отсутствием соответствующих разработок в области машиностроения. Во второй половине прошлого века газотурбинные технологии получают достаточно широкое развитие. Значительно увеличилось число стран и фирм, осуществляющих производство ГТУ, возрастают суммарное количество и мощности ГТУ и ПГУ [334]. При этом основными сферами применения газотурбинных установок стали газотранспортные системы, авиация и энергетика [124].

Дальнейшее развитие газотурбинных установок направлено на повышение их единичной мощности, экономичности, надёжности и долговечности [13, 302, 312].

Цикл Брайтона ГТУ с подводом теплоты к рабочему телу при постоянном давлении. КПД газотурбинной установки

На рис. 1.7 в T, s – диаграмме представлены совмещенные термодинамический и действительный циклы ГТУ (циклы Брайтона) со сгоранием при постоянном давлении.

Для термодинамического (идеального) цикла линия 3-4' изображает изоэнтропийное (адиабатное) сжатие воздуха в турбокомпрессоре. Изоэнтропийное сжатие сопровождается повышением давления и температуры воздуха от начальных значений p_3, T_3 до конечных значений p'_4, T'_4 . В действительном же цикле сжатие воздуха сопровождается внутренними потерями в компрессоре. В действительном

процессе сжатия энтропия рабочего тела возрастает (линия 3-4).

Теплота в камере сгорания подводится по изобаре 4-1, температура возрастает от T_4 до T_1 . Большая часть работы рабочего тела в турбине затрачивается на привод турбокомпрессора. Часть работы является полезной (эффективной).

Линия 1-2' – изоэнтропийное расширение рабочего тела в турбине.

В действительном цикле расши-

рение происходит по линии 1-2. В процессе 1-2 энтропия увеличивается, давление и температура уменьшаются до p_2 и T_2 . Изобара 2'-3 – отвод теплоты в идеальном цикле и уменьшение температуры рабочего тела до T_3 . Процесс 2-3

соответствует охлаждению газов в атмосфере. Полезная работа l_0 в цикле Брайтона равна разности между технической работой турбины l_T и технической работой, затраченной на привод компрессора l_K , т.е. $l_0 = l_T - l_K$. Эта же l_0 равна теплоте q_0 , которая равна разности между количеством подведенной теплоты q_1 (пл. 4' 1 $s_2 s_3$ 4') и отведенной q_2 (пл. 2' 3 $s_3 s_2$ 2') (см. рис. 1.7).

КПД термодинамического цикла ГТУ определяется по формуле:

$$\eta_t = 1 - q_2/q_1. \quad (1.29)$$

Здесь

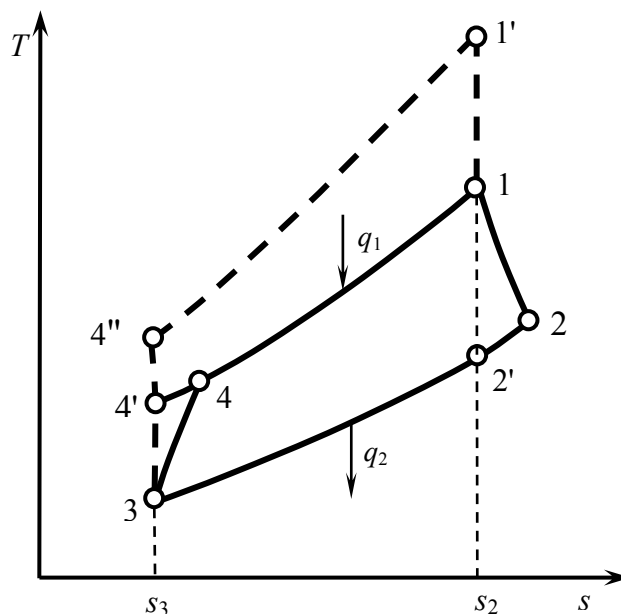


Рис. 1.7. Цикл Брайтона ГТУ с изобарным подводом теплоты к рабочему телу

$$q_1 = c_p (T_1 - T'_4); \quad (1.30)$$

$$q_2 = c_p (T'_2 - T_3). \quad (1.31)$$

Для адиабатных процессов 3-4' и 1-2' имеем [141]:

$$\frac{T'_4}{T_3} = \left(\frac{p'_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \beta^{\frac{k-1}{k}}; \quad (1.32)$$

$$\frac{T_1}{T'_2} = \left(\frac{p_1}{p'_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \beta^{\frac{k-1}{k}}, \quad (1.33)$$

где $\beta = p'_4/p_3 = p_1/p'_2$ – степень повышения давления в адиабатном процессе сжатия; $k = c_p/c_v$ – показатель адиабаты.

Подставляя значения q_1 и q_2 из (1.30) и (1.31) в (1.29) с учетом зависимостей (1.32) и (1.33), получаем:

$$\eta_t = 1 - 1/\beta^{(k-1)/k}. \quad (1.34)$$

Термический КПД η_t ГТУ при $p = \text{const}$ зависит от β и показателя адиабаты k . При этом η_t повышается с увеличением этих параметров. Возрастание η_t с увеличением β связано с повышением температуры T'_4 и соответственно температуры рабочего тела перед турбиной T_1 . Очевидно, что цикл 3-4''-1'-2', в котором β больше, экономичнее цикла 3-4'-1-2' см. рис. 1.7. Что обусловлено тем, что по линии 4''-1' подводится больше теплоты q_1 , чем по линии 4'-1 при одинаковом расходе отведенной в процессе 2'-3 теплоты q_2 . При этом T'_4 и T_1 меньше чем соответственно T''_4 и T'_1 .

При возрастании T_1 увеличивается эксергия рабочего тела перед газовой турбиной $e_1 = c_p(T_1 - T_0) - T_0(s_1 - s_0)$. Здесь T_0 – температура окружающей среды. То есть уменьшаются потери эксергии при сгорании топлива, так как эксергия исходного топлива не изменяется (равна теплоте его сгорания). Поэтому и возрастает КПД газотурбинной установки.

Для ГТУ КПД по производству электроэнергии равен:

$$\eta_{\text{ГТУ}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{Г}}^{\text{э}}}{B_{\text{Г.Т}}(Q_{\text{Н}}^{\text{р}} + h_{\text{ТЛ}})}, \quad (1.35)$$

где $N_{\text{Г}}^{\text{э}}$ – мощность электрогенератора, кВт; $B_{\text{Г.Т}}$ – расход органического топлива на газотурбинную установку, кг/с; $Q_{\text{Н}}^{\text{р}}$ – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; $h_{\text{ТЛ}}$ – энтальпия подогретого топлива, кДж/кг.

Характеристики энергетических ГТУ рассчитываются для нормальных технических условий состояния рабочего вещества:

$$p_{\text{абс}} = 0,9807 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 \quad (p_{\text{абс}} = 735,6 \text{ мм рт. ст.}); \quad t = 15 \text{ }^{\circ}\text{С}; \quad \varphi = 60\%.$$

1.4.3. Парогазовые тепловые электрические станции

Большинство парогазовых установок относится к утилизационным установкам бинарного типа [5, 37, 124, 177, 237, 302, 314]. На практике применяются следующие утилизационные парогазовые установки (ПГУ с котлом-утилизатором (КУ) – ПГУ-У); сбросные ПГУ (ПГУ со сбросом газов ГТУ в энергокотёл); ПГУ с высоконапорным парогенератором (ПГУ с ВПГ); ПГУ с вытеснением регенерации [124, 302, 313, 314].

Котлы-утилизаторы парогазовых установок различаются по компоновке теплообменных поверхностей и количеству контуров циркуляции рабочего тела (воды и пара). На практике применяются одно-, двух- и многоконтурные (трёхконтурные) котлы-утилизаторы для парогазовых установок. Кроме того, разработаны котлы-утилизаторы с горизонтальной и вертикальной (башенной) компоновкой теплообменных поверхностей нагрева.

Строительство ПГУ является преобладающей тенденцией в современной теплоэнергетике [5, 13, 37, 124, 177, 237, 302, 314]. Положительными качествами газотурбинных и парогазовых ТЭС являются следующие.

1. Умеренная стоимость установленной единицы мощности ПГУ.
2. Существенно меньший строительный цикл.
3. Достаточно высокая экономичность.

4. Существенно меньшие выбросы оксидов азота (NO_x).
5. Высокая маневренность.
6. Низкое потребление охлаждающей воды.

Недостатком энергетических ПГУ (по мнению ряда ученых) является то, что в камере сгорания ГТУ сжигается в основном природный газ.

Повышение эффективности энергетических ГТУ обеспечивается повышением температуры рабочего тела до 1300–1500 °С и повышением единичной мощности до 250–300 МВт и выше [37, 124, 237, 314].

Утилизационные парогазовые установки (ПГУ-У)

Принципиальная схема одноконтурной ПГУ-У и Q, t -диаграмма котла-утилизатора приведены на рис. 1.8. В теплообменных поверхностях нагрева (экономайзере, испарителе, пароперегревателе) одноконтурного котла-утилизатора парогазовой установки транспортируется одинаковое количество рабочего тела (воды и пара). Это обуславливает следующий недостаток в её работе: 1) для обеспечения высокой экономичности ПГУ в котле-утилизаторе должен генерироваться водяной пар высоких параметров (главное высокой температуры); 2) однако количество тепловой энергии, содержащееся в выходных газах ГТУ, недостаточно для обеспечения больших расходов нагреваемого теплоносителя (питательной воды). Малый расход питательной воды не позволяет охлаждать газы до низкой температуры, что обуславливает уменьшение КПД КУ, который не превышает 85%. Таким образом, для обеспечения снижения температуры уходящих газов нужно осуществлять пропуск большого количества питательной воды, что не позволяет получать высокие параметры водяного пара за КУ и снижает КПД ПГУ. Для снятия отмеченных выше противоречий применяют ПГУ с двухконтурным котлом-утилизатором (см. рис. 1.9) [5, 37, 124, 177, 237, 314].

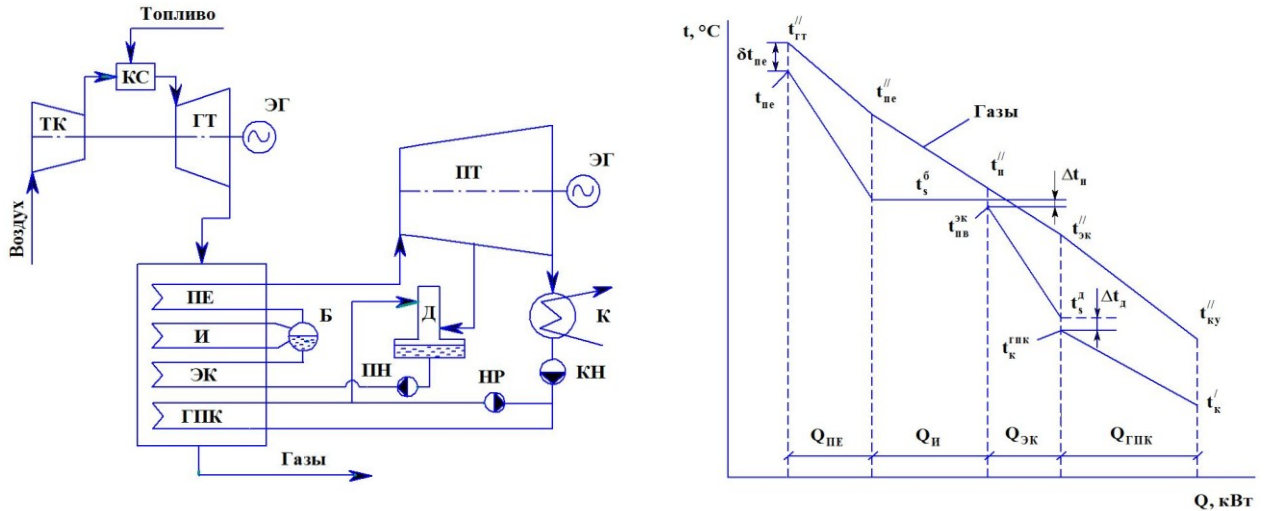


Рис. 1.8. Схема ПГУ-У с одноконтурным котлом-утилизатором и Q, t -диаграмма котла-утилизатора: ТК – турбокомпрессор ГТУ; КС – камера сгорания ГТУ; ГТ – газовая турбина; ПТ – паровая турбина; ЭГ – электрогенератор; Д – деаэратор; КН, ПН – конденсатный и питательный насосы; К – конденсатор; ГПК – газовый подогреватель конденсата. $Q_{пе}, Q_{и}, Q_{эк}, Q_{гпк}$ – тепловые мощности поверхностей нагрева КУ; $\delta t_{пе} = t_{гт}^{II} - t_{пе}$ – разность температур уходящих газов ГТУ перед КУ и перегретого пара (температурный напор на горячей стороне пароперегревателя); $\Delta t_{и} = t_{с}^{\beta} - t_{пв}^{ЭК}$ и $\Delta t_{д} = t_{с}^{\delta} - t_{к}^{ГПК}$ – недогрев воды до температуры насыщения при давлении в барабане КУ и в деаэраторе

Анализ работы парогазовых установок утилизационного типа представлен в работах [13, 124, 177, 302, 305, 306, 313, 314]. Разработаны и применяются на практике следующие ПГУ: со сбросом уходящих продуктов сгорания ГТУ в энергетический котлоагрегат, ПГУ с высоконапорным котлоагрегатом (ПГУ С ВПГ), ПГУ с «вытеснением» регенерации, ПГУ с газовым регенеративным подогревателем, ПГУ с двухконтурным котлом-утилизатором.

Выше была рассмотрена одноконтурная ПГУ-У (см. рис. 1.8). Анализ работы одноконтурной ПГУ показал, что для повышения КПД ПГУ-У необходимо через высокотемпературные поверхности КУ по ходу газов пропускать малое количество рабочего тела, а через «хвостовые» поверхности – большое. Этим требованиям удовлетворяют ПГУ с двухконтурным котлом-утилизатором (см. рис. 1.9, 1.10).

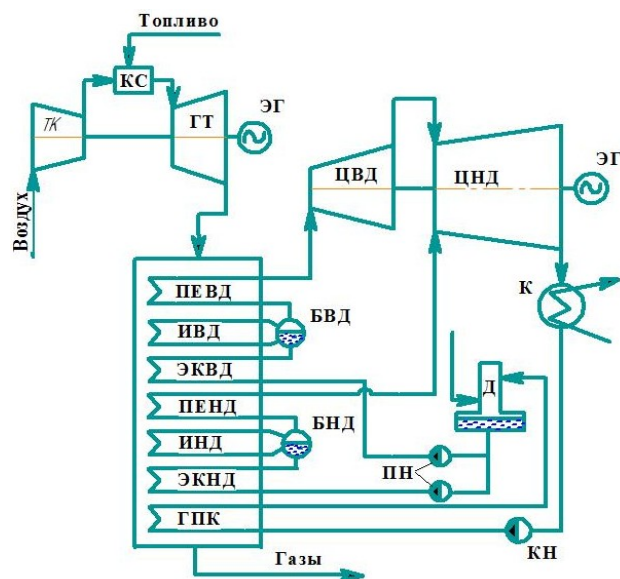


Рис. 1.9. Двухконтурная ПГУ-У при отсутствии промпрегрева пара

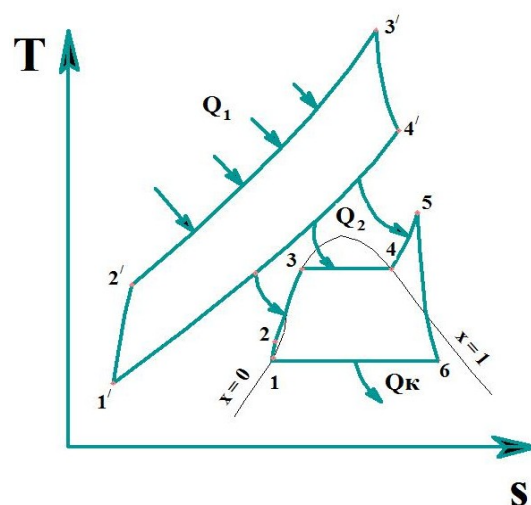


Рис. 1.10. Комбинированный цикл Брайтона-Ренкина ПГУ-У

В двухконтурных ПГУ теплота рабочего тела ГТУ используется в КУ для получения водяного пара разных давлений. Такие ГТУ работают по циклу Брайтона-Ренкина.

В газотурбинном цикле осуществляется подвод теплоты к рабочему телу и преобразование тепловой энергии газов в электрическую энергию. Дополнительно электрическая энергия вырабатывается в паротурбинном цикле. По причине того, что в газотурбинном цикле рабочее тело имеет высокую температуру (1100–1300 °С), а в паротурбинном цикле отвод теплоты осуществляется при низкой температуре (35,0–45,0 °С) парогазовые установки обладают высокой экономичностью [302, 306, 314].

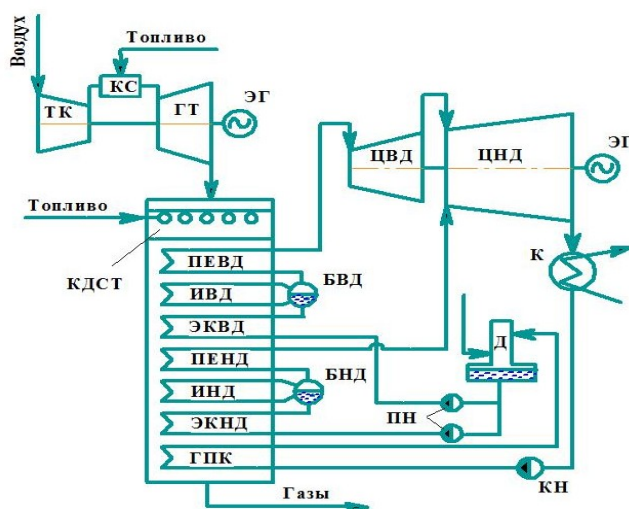


Рис. 1.11. Парогазовая установка с дожиганием топлива в зоне высоких температур КУ

Для случаев, когда необходимо иметь высокую температуру генерируемого водяного пара в головной части котла-утилизатора устанавливают камеру дополнительного сжигания топлива (КДСТ). В этом случае дополнительно стабилизируются параметры рабочего тела паросиловой установки (рис. 1.11). Если КДСТ устанавливают в хвостовой части котла-утилизатора, то в дополнительной теплообменной поверхности производят подогрев сетевой воды (рис. 1.12) [37, 231, 237, 314].

Для схемы ПГУ, представленной на рис. 1.11, возможно снижение КПД, вследствие дополнительного сжигания топлива в КДСТ, несмотря на повышение начальных параметров водяного пара. Для повышения экономичности ПГУ в этом случае возможно применение промежуточного перегрева водяного пара (рис. 1.13).

Экономические показатели паротурбинной, паросиловой и парогазовой установок рассчитываются по нижеприведенным формулам [302, 306, 314]. При определении мощности паровой турбины и КПД паротурбинной установки необходимо учесть, что относительные внутренние КПД ЧВД $\eta_{0i}^{\text{ЧВД}}$ и ЧНД $\eta_{0i}^{\text{ЧНД}}$ отличаются, и расходы пара через ЧВД и ЧНД также различны.

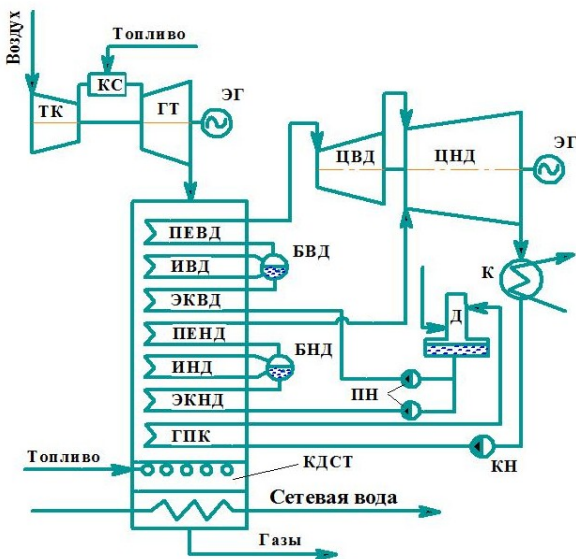


Рис. 1.12. ПГУ с дожиганием топлива в хвостовой части КУ для подогрева сетевой воды

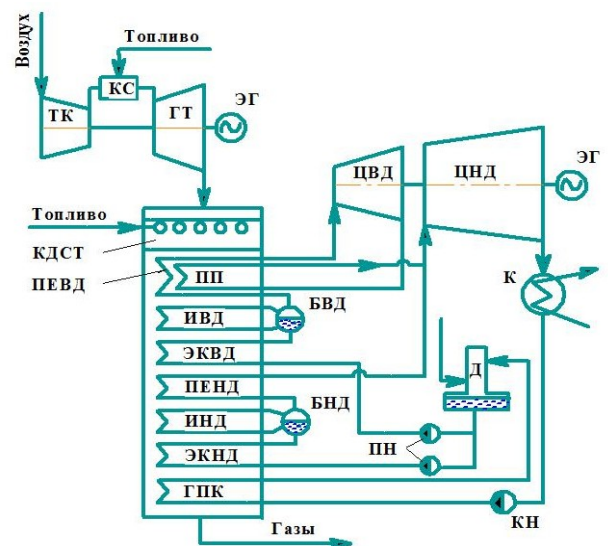


Рис. 1.13. ПГУ с дожиганием топлива для промпрегрева водяного пара

Внутренняя мощность паровой турбины $N_i^{\text{ПТ}}$ определяется как сумма внутренних мощностей отдельных отсеков $N_j^{\text{отс}}$ из соотношения

$$N_i^{\text{ПТ}} = \sum_j (N_j^{\text{отс}}). \quad (1.36)$$

Электрическая мощность паровой турбины

$$N_э^{\text{ПТ}} = N_i^{\text{ПТ}} \eta_{\text{мех}} \eta_{эГ}, \quad (1.37)$$

где $\eta_{\text{мех}}$ и $\eta_{эГ}$ – механический КПД турбины и КПД электрогенератора.

Электрическая мощность ПГУ

$$N_э^{\text{ПГУ}} = \sum (N_э^{\text{ГТУ}}) + N_э^{\text{ПТ}}, \quad (1.38)$$

где $\sum (N_э^{\text{ГТУ}})$ – электрическая мощность всех ГТУ парогазовой установки.

Абсолютный электрический КПД ПГУ

$$\eta_э^{\text{ПГУ}} = N_э^{\text{ПТ}} / Q_{\text{КУ}}, \quad (1.39)$$

где $Q_{\text{КУ}}$ – тепловая мощность КУ.

Электрический КПД паросиловой установки (ПСУ)

$$\eta_э^{\text{ПСУ}} = \eta_э^{\text{ПГУ}} \eta_{\text{КУ}}. \quad (1.40)$$

Электрический КПД ПГУ определяется по соотношению

$$\eta_э^{\text{ПГУ}} = N_э^{\text{ПГУ}} / Q_{\text{КС}}, \quad (1.41)$$

где $Q_{\text{КС}}$ – суммарная тепловая мощность камер сгорания всех ГТУ.

КПД парогазовой установки утилизационного типа можно рассчитать по формуле [305]:

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \eta_{\text{ГТУ}} + (1 - \eta_{\text{ГТУ}}) \eta_{\text{КУ}} \cdot \eta_{\text{ПТУ}}, \quad (1.42)$$

где КПД котла-утилизатора

$$\eta_{\text{КУ}} = (h'_{\text{КУ}} - h''_{\text{КУ}}) / (h'_{\text{КУ}} - h_{\text{НВ}}). \quad (1.43)$$

Здесь $h'_{\text{ку}}$, $h''_{\text{ку}}$, $h_{\text{нв}}$ – энтальпия рабочего тела на входе в котёл-утилизатор, на выходе из него и при температуре наружного воздуха.

1.4.4. Перспективы развития парогазовых ТЭС

Наряду с развитием парогазовых установок утилизационного типа в Российской Федерации имеются теоретические разработки тепловых схем ПГУ, где используется твердое топливо. Поиски путей применения твердого топлива в ГТУ производились в двух направлениях. Первое направление заключалось в создании камеры сгорания, в которой возможно сжигание твердого топлива. Второе направление основывается на применении двухстадийного использования твердого топлива. При этом вначале из твердого топлива получают синтетическое жидкое или газообразное топливо, а на второй стадии уже по известным технологиям сжигают это синтетическое топливо [124, 331, 333, 312].

Проблема применения твердых органических топлив в парогазовых установках заключается в низком ресурсе газовой турбины [124, 301, 302, 312]. Снижение ресурса газовой турбины получается вследствие износа ее лопаточного аппарата уносимыми из камеры сгорания ГТУ частицами золы и несгоревшего топлива.

Перед использованием твердого органического топлива вначале производят его газификацию. Получаемый в процессе газификации искусственный горючий газ сжигают в камере сгорания ГТУ. Подобная комбинированная установка получила название ПГУ с внутрицикловой газификацией твердого топлива (ПГУ с ВЦГТ). В Российской Федерации такие установки в настоящее время не получили применение по следующим причинам:

- необходимостью разделения циклового воздуха на азот N_2 и кислород O_2 . Получение N_2 и O_2 является энергоемким процессом;
- требованием глубокой очистки искусственного горючего газа от смол

и твердых частиц;

- низкая теплота сгорания искусственного горючего газа;
- снижение коэффициента полезного действия ПГУ вследствие затрат энергии на обеспечение работы контура генерации искусственного газа;
- сложность эксплуатации комбинированной ПГУ по причине сложности регулирования системы газогенератора.

Однако данные установки применяются в Западной Европе и США, что обусловливается значительной долей каменного угля в топливно-энергетическом балансе этих стран [17, 314].

В этой связи разрабатываются ПГУ с паровыми котлами с кипящим слоем под давлением, которые работают на органическом твердом топливе [177].

Одним из способов совершенствования (повышения тепловой экономичности) ПГУ-У является промежуточный (вторичный) перегрев водяного пара. Применение промежуточного перегрева водяного пара целесообразно на ПГУ с конденсационными турбинами. При этом промежуточный пароперегреватель (ПП) следует размещать в зоне высоких температур выходных газов ГТУ [229, 237, 311, 314, 381] для повышения работоспособности вторично перегреваемого водяного пара. На практике получили распространение трёхконтурные ПГУ с промперегревом водяного пара, при этом в промежуточный пароперегреватель направляется суммарный поток водяного пара высокого давления, отработавшего в ЦВД, и перегретого пара среднего давления.

Применение промежуточного перегрева водяного пара в двухконтурных ПГУ рассматривается в работах [311, 375-377, 379]. Приведены тепловые схемы ПГУ с промежуточным перегревом водяного пара в хвостовой части КУ после КДСТ, в камере сгорания ГТУ и в зоне высоких температур двухконтурного котла-утилизатора с размещением ПП параллельно ПЕВД. Во всех случаях рассматривается вторичный перегрев водяного пара, отработавшего в ЦВД паровой турбины. При этом отсутствуют варианты промежу-

точного перегрева суммарного потока отработавшего в ЦВД пара высокого давления и перегретого пара контура низкого давления, а предложенный способ промежуточного перегрева водяного пара в камере сгорания ГТУ требует конструктивного обоснования. Кроме того, расположение ПП параллельно ПЕВД усложняет конструкцию КУ, при этом поверхность нагрева ПП работает в зоне высоких температур газов, что требует применения легированных сталей, что удорожает установку. Схема промежуточного перегрева водяного пара в воздухоохладителе двухступенчатого турбокомпрессора ГТУ представлена в [377]. Оригинальность принятого решения заключается в том, что одновременно повышается надёжность и экономичность работы ПГУ, за счёт повышения степени сухости и располагаемого теплоперепада пара, отработавшего в ЦНД паровой турбины, а также увеличения КПД ГТУ за счёт снижения работы сжатия в двухступенчатом турбокомпрессоре вследствие промежуточного охлаждения циклового воздуха.

Одновременно с совершенствованием тепловых схем и циклов ПГУ с рабочими телами газы – водяной пар учёными разрабатывались парогазовые технологии с альтернативными рабочими телами в паросиловом цикле – фреоном, бутаном, паров ртути и др. [124].

В [379] для повышения надёжности и экономичности установки предлагается промперегрев водяного пара, отработавшего в ЦВД. Рабочими телами в ПГУ являются водяной пар (в ЦВД и ЦСД) и бутан C_4H_{10} (в ЦНД), что усложняет паротурбинную установку. Кроме того, недостатком предложенной схемы является её сложность и применение в ЦНД турбины органического теплоносителя.

Следует отметить, что ПГУ с органическими теплоносителями не получили применение на практике, однако теоретические исследования в этой области продолжаются.

Парогазовые технологии получают развитие не только на ТЭС, но и на атомных электрических станциях (АЭС) [136, 160, 335], где паровые турбины работают на насыщенном или слабоперегретом водяном паре. При этом от-

работавший в ЦВД турбины водяной пар направляют в сепаратор – пароперегреватель, где сначала сепарируется влага, а затем осуществляется его одноступенчатый перегрев свежим паром (турбины ЛМЗ) или двухступенчатый перегрев паром, отбираемым из ЦВД, и свежим паром (турбины ХТЗ) [160, 281, 287]. Разработаны различные тепловые схемы использования комбинированных ПГУ на АЭС. В работе [380] приведена схема ПГУ-АЭС с промпрегревом отработавшего в ЦВД водяного пара в двухступенчатом газопаровом пароперегревателе, что позволяет достигать повышение маневренности и экономичности АЭС с реакторами типа ВВЭР-1000, за счёт увеличения дополнительной мощности влажно-паровой турбины.

Эффективность использования парогазовой технологии на энергоблоке АЭС с реактором СВБР-100 рассмотрена в работе [136]. Приведены способы увеличения КПД и мощности данного энергоблока за счёт реализации комбинированного цикла с двумя ГТУ GE6101FA. В котле-утилизаторе получается перегретый водяной пар с $t=560$ °С, что позволяет убрать из тепловой схемы установки сепаратор-пароперегреватель, повысить КПД и мощность ПГУ с реактором СВБР соответственно до 45,4% и 328 МВт.

В современное время в Российской Федерации осуществляется строительство и ввод в эксплуатацию жилищно-коммунальных объектов, где эффективно применение мини ТЭЦ на базе парогазовых технологий, обладающих высокой маневренностью [13, 64, 242, 243, 330].

Важной задачей на тепловых электростанциях является отвод отработавших в котле газов. Для этого на ТЭС устанавливаются газоотводящие трубы [26, 50, 164, 264, 270, 327]. Газоотводящие трубы ТЭС являются сложными и дорогостоящими сооружениями, которые в течение всего срока эксплуатации (30-50 лет) должны работать надёжно [37, 50, 270, 327]. Для уменьшения затрат на строительство дымовых труб парогазовых ТЭС и повышения их надёжности и экономичности предлагается отвод уходящих продуктов сгорания ПГУ осуществлять через вытяжную башню испарительной градирни с естественной вентиляцией воздуха [198, 365]. Предложенное решение целесообразно осуществлять на стадии проектирования парогазовой ТЭС.

1.5. Выводы по обзору и задачи настоящего исследования

Выводы

1. Для повышения коэффициента использования органического топлива в котельных установках, работающих на природном газе, применяют технологии глубокого охлаждения (ниже точки росы) уходящих продуктов сгорания в конденсационных теплоутилизаторах-экономайзерах.

2. При выборе типа конденсационного теплоутилизатора-экономайзера определенные преимущества имеют поверхностные теплообменники и КТАНЫ, что обуславливается достаточно высоким качеством подогреваемой воды.

3. При использовании в промышленности конденсационных теплоутилизаторов наряду с охлаждением продуктов сгорания одновременно происходит снижение содержания оксидов азота в уходящих газах.

4. Внедрение КТ поверхностного типа в инженерную практику существенно сдерживается отсутствием теоретических разработок по тепломассобмену в условиях конденсации водяных паров из продуктов сгорания, охлаждаемых в теплоутилизаторе.

5. При использовании КТ на практике возникает задача определения условий, при которых обеспечивается надежная эксплуатация наружных газоходов и дымовых труб, по которым охлажденные и частично осушенные в конденсационном теплообменнике продукты сгорания отводятся в атмосферу.

6. Исследования показали характерную зависимость ухудшения чистоты пара от повышения солесодержания котловой воды при неизменной нагрузке котла. Для обеспечения безнакипного режима работы внутренних поверхностей экранных труб котлоагрегата и требуемого качества пара концентрация солей в котловой воде не должна превышать допустимого значения.

7. Исследование режимов работы котлоагрегатов ряда ТЭЦ среднего и высокого давления показывает, что часто при номинальных параметрах пара котлы работают с превышением нормируемого значения величины непре-

рывной продувки, что приводит к перерасходу топлива примерно на 0,2% на каждый процент увеличения размера продувки.

8. Обследование режимов работы вакуумных деаэраторов типа ДВ производительностью 400-1200 м³/ч НПО ЦКТИ - СЗЭМ показало, что деаэраторы типа ДВ при повышенных нагрузках обладают пониженной эффективностью работы. Например, на Самарской ТЭЦ в отопительном сезоне 2008-2009 г.г. расход подпиточной воды составлял от 3300 до 6120 т/ч. При этом фактическая суммарная нагрузка шести деаэраторов при нормированных значениях O₂ составила 4200 т/ч. Дальнейшее повышение производительности деаэраторов приводит к возрастанию концентрации O₂ в подпиточной воде. Совершенствование конструкций деаэраторов горизонтального типа серии ДВ является актуальной задачей.

9. Повышение тепловой экономичности паротурбинных электростанций и отдельных агрегатов достигается за счет повышения начальных и снижения конечных параметров водяного пара, применения промежуточного перегрева пара, регенеративного подогрева питательной воды, использования вторичных энергоресурсов, в частности, теплоты конденсации отработавшего в турбине пара. Термический КПД цикла Ренкина, характеризующий потери в холодном источнике, $\eta_t = 0,50-0,55$. При этом применение промежуточного перегрева водяного пара позволяет повысить надежность работы лопаточного аппарата паровой турбины и экономичность ТЭС.

10. Совершенствование тепловых схем газотурбинных и парогазовых энергетических установок достигается за счёт повышения начальных параметров рабочего тела на входе в газовую турбину, снижения затрат энергии на привод турбокомпрессора ГТУ путём промежуточного охлаждения сжимаемого циклового воздуха, регенеративного подогрева сжатого в турбокомпрессоре воздуха отработавшими в турбине газами, снижения температуры уходящих газов котла-утилизатора ПГУ. Применение промежуточного перегрева водяного пара на конденсационных парогазовых ТЭС необходимо производить для повышения ее экономичности и надежности лопаточного аппарата

паровой турбины.

Задачи исследования:

– проведение натурных испытаний конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа, анализ и обобщение результатов опытов, разработка критериального уравнения подобия для условий теплообмена при конденсации водяных паров из уходящих газов на поверхности КТ;

– построение аналитических зависимостей, позволяющих рассчитывать температуру охлажденных ниже точки росы в КТ продуктов сгорания, движущихся в газоотводящей трубе с прижимной футеровкой, температурные поля и термические напряжения в стенках газоотводящих труб для различных условий их работы;

– разработка методик теплового расчета конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа и расчета экономической эффективности от внедрения КТ в котельных установках теплоэнергетических объектов;

– анализ влияния влагосодержания дутьевого воздуха, коэффициента избытка воздуха в уходящих газах и температуры газов на выходе из КТ на количество конденсата водяных паров, выделяющегося из продуктов сгорания при их охлаждении ниже точки росы, разработка схемы котельной установки с комплексным использованием тепловых вторичных энергоресурсов и способов подогрева охлажденных ниже точки росы в КТ уходящих газов;

– разработка способов предварительного подогрева дутьевого воздуха котла уходящими газами при их охлаждении ниже точки росы водяных паров в конденсационном теплоутилизаторе поверхностного типа и за счет использования в цикле ТЭС части теплоты конденсации отработавшего в турбине водяного пара;

– анализ схем утилизации воды непрерывной продувки энергетических котлов Безымянской ТЭЦ, Саранской ТЭЦ-2 и паровых котлов ООО «Самараоргсинтез», создание методики экономического расчета потерь теплоносителя и теплоты с непрерывной продувкой барабанного котла, оценка влияния величины непрерывной продувки энергетических котлов на экономичность

ТЭЦ;

– разработка способа совершенствования процесса непрерывной продувки барабанного котла и устройства для его реализации, обеспечивающих повышение экономичности и надежности работы котлоагрегатов;

– проведение обследования и выполнение анализа работы технологического оборудования ООО «Самараоргсинтез», разработка методики оценки потерь энергии при дросселировании водяного пара в редукционных установках системы парового теплоснабжения предприятия;

– выполнение экспериментальных исследований энергетических котлов Безымянской ТЭЦ и Саранской ТЭЦ-2, оценка влияния коэффициента избытка воздуха в уходящих газах на КПД котла;

– проведение обследования и выполнение анализа работы вакуумных деаэраторов подпитки тепловой сети Самарской ТЭЦ, разработка научно-технических решений и совершенствование конструкции вакуумного струйно-барботажного горизонтального деаэратора типа ДВ конструкции НПО ЦКТИ-СЗЭМ;

– разработка научно-технических решений и совершенствование конструкции вакуумно-кавитационного деаэратора подпиточной воды тепловой сети, принцип действия которого основан на применении явления кавитации в движущемся потоке жидкости;

– разработка схем утилизации теплоты подогретого воздуха газоотводящих труб ТЭС с вентилируемым воздушным зазором, численное моделирование процессов теплообмена продуктов сгорания, движущихся в газоотводящей трубе с вентилируемым воздушным каналом, для различных условий работы дымовой трубы;

– разработка и обоснование научно-технических решений по совершенствованию работы парогазовой тепловой электрической станции.

Часть II. ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Глава 2. ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК ЗА СЧЕТ КОНДЕНСАЦИОННЫХ УТИЛИЗАТОРОВ ТЕПЛОТЫ ПОВЕРХНОСТНОГО ТИПА

Котельные установки, работающие на природном газе, за счет отсутствия тепловых потерь от химической и механической неполноты сгорания органического топлива имеют высокие технико-экономические показатели. Однако, необходимо отметить, что основными потерями теплоты для таких установок являются потери теплоты с уходящими газами q_2 . Температура уходящих газов при наличии «хвостовых» поверхностей нагрева может достигать 130–150 °С, а потери q_2 равняться 16,0–18,0%. Для котлоагрегатов, не оснащенных «хвостовыми» поверхностями нагрева $q_2=25,0\%$ и выше при составлении теплового баланса котлоагрегата по высшей теплоте сгорания природного газа [14, 17].

Повышение эффективности использования топлива в котельных установках достигается за счет глубокого охлаждения отводимых газов в контактных или поверхностных утилизаторах теплоты, то есть путем снижения температуры уходящих газов котлоагрегата ниже точки росы. Следует отметить, что в продуктах сгорания природного газа имеется большое содержание водяных паров H_2O (V_{H_2O}). Например, при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1,0$ V_{H_2O} достигает 20% и выше. Поэтому к получению наибольшего эффекта приводит использование в конденсационных утилизаторах теплоты продуктов сгорания природного газа. После понижения концентрации в конденсате, образующемся из газов, кислорода и диоксида углерода его можно использовать в тепловом цикле теплоэнергетических объектов [41, 49, 180, 207, 271, 399].

2.1. Конденсационный утилизатор теплоты поверхностного типа за котлом ДЕ-10-14 ГМ на Ульяновской ТЭЦ-3

Назначение утилизатора теплоты заключается в более полном использовании теплоты продуктов сгорания природного газа котла ДЕ-10-14 ГМ ст. № 2 путем понижения их температуры ниже точки росы. При этом теплота газов расходуется на нагревание воды, которая после утилизатора направляется на ВПУ. Утилизатор теплоты изготовлен из теплообменника КСк-4-11-02 ХЛЗ Костромского калориферного завода (теплообменная поверхность равна $114,5 \text{ м}^2$, а площадь сечения для прохода газов (живого сечения) – $0,685 \text{ м}^2$) (рис. 2.1).



Рис. 2.1. Фотографии теплоутилизационной установки за котлом ДЕ-10-14 ГМ на Ульяновской ТЭЦ-3

Утилизатор 1 смонтирован в имеющемся вертикальном газоходе диаметром 500 мм после чугунного водяного экономайзера по ходу потока газов и перед дымососом (рис. 2.2). Установлен дополнительный газоход 3 такого же диаметра для возможности перепуска продуктов сгорания помимо утилизатора. Для изменения расхода газов, направляемых в имеющийся и дополнительный газоходы, на них установлены приводимые в действие исполнительными механизмами МЭО-250/25-0,25 регулирующие клапаны 4. Принцип действия клапана основан на изменении сечения трубопровода (газохода) путем поворота заслонки от 0° до 90° . Для проверки состояния рабочих трубок теплообменной поверхности установки на диффузорном участке газохода смон-

тирован люк 5 круглого сечения $d=450$ мм. Для изменения расхода продуктов сгорания через теплообменную поверхность калорифера смонтирован дополнительный (байпасный) газоход. Байпасный газоход размещен на расстоянии 3000 мм от центра основного вертикального газохода. Весь поток продуктов сгорания направляется по дополнительному газоходу в том случае, когда требуется временное прекращение работы теплоутилизатора.

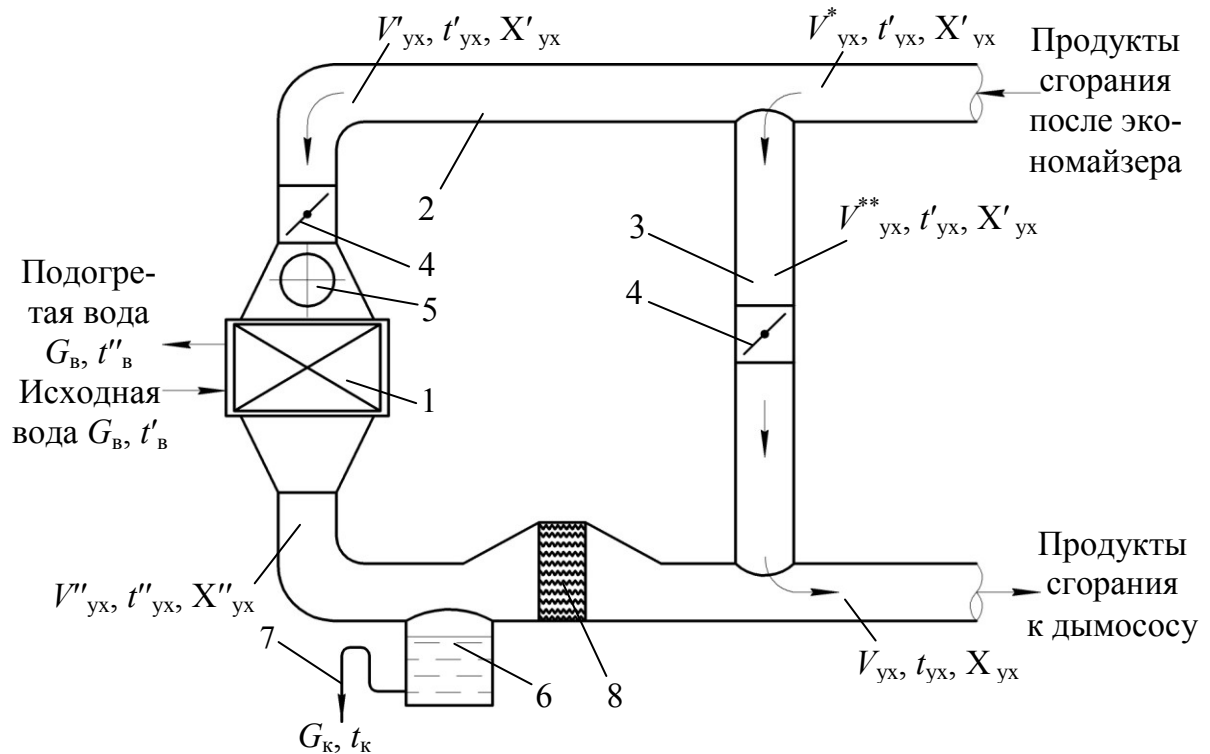


Рис. 2.2. Схема теплоиспользующей установки:

1 – калорифер; 2, 3 – имеющийся и дополнительный газоходы; 4 – регулирующий клапан; 5 – люк; 6 – емкость для сбора конденсата; 7 – трубопровод; 8 – устройство для отделения от газов капель воды

На поворотном участке существующего (основного) газохода внизу смонтирован сосуд 6 цилиндрической формы – конденсатосборник. Высота конденсатосборника равна 400 мм. Он предназначен для временного сбора выделившегося из потока газов при их охлаждении ниже точки росы конденсата водяных паров (обессоленной воды). К конденсатосборнику присоединен трубопровод диаметром $d=32$ мм для непрерывного отвода обессоленной воды в бак чистых стоков, расположенный на нулевой отметке котельного цеха.

Диаметры трубопроводов, по которым осуществляется подвод подогретой исходной воды в утилизатор и отвод нагретой воды из него, равны 50

мм.

Для измерения параметров работы установки по утилизации теплоты потока газов она была оснащена следующими приборами:

1. Для определения расхода исходной воды, подаваемой в конденсационный утилизатор, стандартной диафрагмой.

2. Для определения температуры нагретой в утилизаторе воды, ртутным термометром с ценой деления 0,1 °С.

3. Ртутными термометром с ценой деления 0,1 °С для измерения температуры потоков газов в сечениях газоходов перед утилизатором, после него и перед дымососом.

По штатному прибору U 001, установленному на тепловом щите химводоочистки, определяется температура исходной воды, поступающей в поверхностный утилизатор. По штатному прибору 2К-6, установленному на ГРЩУ-1, определяется температура газового потока на входе в теплообменник. Штатными приборами 2К-75 и 2К-67 определяются соответственно расход топлива на котел и расход вырабатываемого котлом пара. Переносным газоанализатором определялось содержание оксидов азота в уходящих газах до охлаждения газов, т.е. перед теплоутилизатором, и после охлаждения газов, т.е. на выходе из теплообменника. Для измерения количества обессоленной воды, выделившейся из газов, применялся мерный способ. При этом использовался мерный сосуд объемом 3 л и секундомер.

Для определения возможности использования полученного из газов конденсата в цикле станции, в ходе испытаний конденсационного теплообменника выполнялся химический анализ проб конденсата.

Значение коэффициента избытка воздуха в уходящих газах перед теплообменником устанавливалось расчетным путем на основании показаний кислородомера 2К-76.

Работа установки по утилизации теплоты отводимых газов происходит следующим образом. С температурой 135–150 °С и влагосодержанием 110–120 г/кг с.г. общий поток газов после чугунного экономайзера разделяется на два. В утилизатор 1 направляется большая часть газового потока (около 80%). Другая часть газов (около 20%) перепускается по дополнительному газоходу 3. В теплообменнике температура газов понижается до

35–40 °С, за счет чего из них конденсируется часть водяных паров (50–60%). Влагосодержание газового потока уменьшается до 35,0–46,0 г/кг с.г. За счет уменьшения влагосодержания охлажденных газов температура точки росы t_p снижается и становится равной 35,0–40,0 °С (для газов перед КТ при $\alpha_{yx}=1,25$ $t_p=55,24$ °С). Таким образом, в КТ полезно используется физическая теплота газов и теплота конденсации H_2O .

На поворотном участке (90°) газопровода в потоке газов возникают центробежные силы, что приводит к отделению от газов капельной влаги.

После смешения с неохлажденными газами образуется поток газов с температурой 65–70 °С, который через газоотводящую трубу направляется в верхние слои атмосферы. Содержание влаги в газах 0,044–0,093 кг/кг с.г., а точка росы становится равной 39–45 °С.

Получаемый конденсат сливается в емкость 6, из которой по трубопроводу 7 непрерывно отводится в бак чистых стоков.

Расход воды, подаваемой в теплообменник, равен 20–40 т/ч, а ее температура на входе в него составляет 3–5 °С. В теплообменнике температура воды повышается до 20–22 °С и далее она направляется на химводоподготовку.

По проекту предусматривалась установка в газоходе после теплообменника специальной кассеты для отделения от газов капель воды, выполненной из керамических колец Рашига КК-25, но по причине затруднения ее установки принято решение натурные испытания теплоутилизационной установки проводить без каплеотделителя. В установке на Ульяновской ТЭЦ-3 функцию отделителя капель влаги выполняет поворотный участок газохода, по которому транспортируются охлажденные в теплообменнике газы. При этом сразу после поворотного участка газохода в нижней его части был установлен цилиндрический сосуд–конденсатосборник для временного сбора обессоленной воды.

2.2. Испытания конденсационного поверхностного утилизатора теплоты на Ульяновской ТЭЦ-3

Осенью 1996 г. по разработанной программе при разных нагрузках котла ДЕ-10-14 ГМ (10, 8 и 6 т/ч) проводились испытания утилизатора теплоты (рис. 2.1) продуктов сгорания природного газа.

При каждой паропроизводительности котла (D_k) путем изменения расхода продуктов сгорания через утилизатор и дополнительный газоход устанавливались четыре режима работы утилизатора, при этом для первого, второго, третьего и четвертого режимов работы утилизатора через него пропусклось соответственно 50, 60, 80 и 100% общего количества продуктов сгорания. Остальная (перепускаемая) часть газов (для первого – третьего режимов работы утилизатора) подмешивалась к газам, охлажденным в конденсационной установке ниже точки росы. Количество нагреваемого теплоносителя (воды) при фиксированной паропроизводительности котлоагрегата и на протяжении всех четырех режимов работы утилизатора оставалось постоянным.

При проведении испытаний теплоутилизационной установки определялись следующие параметры: расход и температура природного газа, поступающего в топку котла; температура исходной воды перед утилизатором и после него; содержание O_2 в продуктах сгорания на входе в утилизатор; ток электродвигателя дымососной установки; расход и температура получаемого из газов конденсата водяных паров; температура газового потока перед утилизатором, после него и после смешения (перед дымососом).

С целью определения количества NO_x в отводимых продуктах сгорания осуществлялся отбор проб газов из газохода перед дымососной установкой. Перечисленные выше параметры работы котла и утилизатора определялись после установления стационарного режима работы, который устанавливался на протяжении 25-30 минут и определялся по стабилизации температуры газового потока перед утилизатором и после него. Для установления возможности использования полученного из газов конденсата водяных паров в цикле предприятия производился отбор проб конденсата для выполнения его химанализа.

Цель испытаний: определение параметров и оптимального режима работы газовойводяного конденсационного теплообменника при различных режимах. Данные натурных испытаний приведены в табл. 2.1, 2.2 и 2.3 [165, 173, 174].

Таблица 2.1

**Результаты экспериментальных исследований
теплоутилизационной установки
при $D_K=10$ т/ч (18.10.96 г.)**

№ п/п	Параметр работы установки	Обо- знач.	Ед. изм.	Положение заслонки на дополнительном газо- ходе, %			
				100	40	20	0
1	Температура не охлаж- денных газов	t'_{yx}	°С	134	134	134	134
2	Температура охлажден- ных газов	t''_{yx}	°С	41,5	43,5	45,5	48
3	Температура газов перед дымососом	t_{yx}	°С	92	87	70	48
4	Температура поступаю- щей в КТ воды	t'_B	°С	9	9	9	9
5	Температура подогретой в КТ воды	t''_B	°С	23	23,3	24,4	25,5
6	Объемный расход воды	G_B	м ³ /ч	27	27	27	27
7	Объемный расход газа	$V_{Г}$	м ³ /ч	725	725	725	725
8	Температура газа	$t_{Г}$	°С	4,8	4,8	4,8	4,8
9	Концентрация O ₂ в газах на входе в теплообмен- ник	O ₂	%	4,2	4,2	4,2	4,2
10	Расход конденсата из продуктов сгорания	G_K	м ³ /ч	0,365	0,395	0,462	0,461
11	Температура конденсата	t_K	°С	41	43	45	47,5
12	Ток электродвигателя дымососа	I_d	А	29* 28	29* 28	29* 28	29* 28
13	Концентрация NO _x в га- зах на входе в КТ	NO _x	мг/м ³	217,5	217,5	217,5	217,5
14	Концентрация NO _x в га- зах перед дымососом	NO _x	мг/м ³	167	157,5	155	141

Примечание: * – значение тока электродвигателя дымососной установки до вклю-
чения в работу утилизатора теплоты.

**Результаты экспериментальных исследований
теплоутилизационной установки
при $D_K=8$ т/ч (24.10.96 г.)**

№ п/п	Параметр работы установки	Обо- знач.	Ед. изм.	Положение заслонки на дополнительном газо- ходе, %			
				100	40	20	0
1	Температура не охлаж- денных газов	t'_{yx}	°С	134	134	134	134
2	Температура охлажден- ных газов	t''_{yx}	°С	40	43	44	47
3	Температура газов на входе в дымосос	t_{yx}	°С	88,5	77,5	66	55
4	Температура холодной воды	t'_B	°С	7,5	7,5	7,5	7,5
5	Температура подогретой воды	t''_B	°С	17,9	18,7	19,4	20,3
6	Расход воды	G_B	м ³ /ч	32	32	31,5	31,5
7	Расход топлива (газа)	V_{Γ}	м ³ /ч	610	610	610	610
8	Температура топлива	t_{Γ}	°С	8,4	8,4	8,4	8,4
9	Содержание O ₂ в посту- пающих в утилизатор га- зах	O ₂	%	4,2	4,2	4,2	4,2
10	Расход конденсата из продуктов сгорания	G_K	м ³ /ч	0,324	0,34	0,426	0,423
11	Температура конденсата	t_K	°С	38	41	42	44
12	Ток электродвигателя дымососа	I_d	А	26,5* 26	26,5* 26	26,5* 26	26,5* 26
13	Концентрация NO _x в по- ступающих в утилизатор продуктах сгорания	NO _x	мг/м ³	200	200	200	200
14	Концентрация NO _x в продуктах сгорания пе- ред дымососом	NO _x	мг/м ³	162	161	133,5	120,8

Примечание: *– значение тока электродвигателя дымососной установки до вклю-
чения в работу утилизатора теплоты.

**Результаты экспериментальных исследований
теплоутилизационной установки
при $D_K=6$ т/ч (29.10.96 г.)**

№ п/п	Параметр работы установки	Обо- знач.	Ед. изм.	Положение заслонки на дополнительном газо- ходе, %			
				100	40	20	0
1	Температура не охлаж- денных газов	t'_{yx}	°С	129	129	129	129
2	Температура охлажден- ных газов	t''_{yx}	°С	37	39	43	45
3	Температура газов на входе в дымосос	t_{yx}	°С	80,5	74,5	57,5	47,5
4	Температура холодной воды	t'_B	°С	6	6	6	6
5	Температура подогретой воды	t''_B	°С	14,8	15,1	16,1	16,9
6	Расход воды	G_B	м ³ /ч	31,9	31,9	31,9	31,9
7	Расход топлива (газа)	V_T	м ³ /ч	440	440	440	440
8	Температура топлива	t_T	°С	6	6	6	6
9	Содержание O ₂ в посту- пающих в утилизатор га- зах	O ₂	%	4,2	4,2	4,2	4,2
10	Расход конденсата из продуктов сгорания	G_K	м ³ /ч	0,261	0,293	0,328	0,362
11	Температура конденсата	t_K	°С	34	36	39,5	42
12	Ток электродвигателя дымососа	I_d	А	24* 24	24	24	24
13	Концентрация NO _x в по- ступающих в утилизатор продуктах сгорания	NO _x	мг/м ³	197	197	197	197
14	Концентрация NO _x в продуктах сгорания пе- ред дымососом	NO _x	мг/м ³	155,4	155	136	129

Примечание: *– значение тока электродвигателя дымососной установки до вклю-
чения в работу утилизатора теплоты.

На основе анализа полученных экспериментальных данных сформулированы следующие выводы.

1. Температура газового потока в поверхностном утилизаторе теплоты конденсационного типа понижается до 41,5–48 °С, 40–47 °С и 37–45 °С при нагрузках котла ДЕ-10-14 ГМ 10, 8 и 6 т/ч соответственно. Причем точка росы водяных паров в газах равна 55,24 °С. При паропроизводительности котла, равной 6 т/ч, и когда в утилизатор подавалось 50% общего потока газов, наблюдалось максимальное понижение температуры уходящих газов (до 37 °С), расход нагреваемой воды в этом случае составлял 32 т/ч.

2. Определен эксплуатационный (рекомендуемый) режим работы утилизатора, когда через него пропускается 80% общего потока газов. На этом режиме работы утилизатора и при паропроизводительностях котла 10; 8 и 6 т/ч, температура циркулирующей в трубках теплообменника воды повышалась соответственно на 15,4; 11,9 и 10,1 °С. Продукты сгорания при указанных нагрузках охлаждались в теплообменнике до температуры 45,5; 44 и 43 °С, а расход подогреваемой воды был равен 27; 31,5 и 32 т/ч.

3. Расход выделяющегося из газов конденсата водяных паров равен 0,365–0,461; 0,324–0,423 и 0,261–0,362 т/ч соответственно при $D_{\text{к}}$, равной 10; 8 и 6 т/ч. Здесь начальное значение соответствует режиму, когда 50% продуктов сгорания проходило через конденсационный теплообменник, а конечное – 100%.

4. Концентрация оксидов азота в продуктах сгорания, поступающих в теплообменник, равна 217,5; 200 и 197 мг/м³ пр.сг., а в выходящих из него – 155,1; 144,3; 143,9 мг/м³ пр.сг. при нагрузках котла 10; 8 и 6 т/ч соответственно. Здесь при указанных нагрузках котла приведены средние значения концентраций оксидов азота в уходящих газах перед дымососом.

5. Понижение температуры уходящих газов ниже точки росы в поверхностном утилизаторе теплоты приводит к уменьшению объема отводимых из котлоагрегата газов приблизительно на 20,0%, т.е. в 1,20 раза (при температуре газов после смешения $t_{\text{yx}}=70,0$ °С). Это обуславливает разгрузку дымососа и

снижение его электрической мощности. При номинальной паропроизводительности котлоагрегата и работе КТ ток электродвигателя дымососа уменьшается на 1 А (с 29,0 до 28,0 А). При работе утилизатора в дымосос поступает охлажденный газовый поток, что положительно влияет на надежность (ресурс) его работы.

После того, когда были завершены опытные испытания конденсационной установки, началась эксплуатация котлоагрегата ДЕ-10-14 ГМ с теплоутилизатором.

В 1998 г. была изменена схема отвода выпаров двух атмосферных деаэраторов ДСА-25 котельной Ульяновской ТЭЦ-3, которая содержит три котла ДЕ-10-14 ГМ.

Выпары деаэраторов отводились в поток газов, поступающих в конденсационный теплообменник, установленный за котлом ДЕ-10-14 ГМ [173, 371, 373, 378]. При нагрузке котла 8 т/ч и при двух вариантах работы утилизатора теплоты весной 1999 г. проведены предварительные испытания котла с конденсационным теплообменником и термических деаэраторов. В одном из вариантов работы выпары из деаэрационных колонок подавались в поток газов, поступающих в теплоутилизатор, а в другом – отводились в атмосферу.

Определено, что за счет подачи выпаров из двух деаэраторов ДСА-25 в газоход перед конденсационным теплообменником повышаются: расход конденсата из продуктов сгорания на 15,0–20,0%, тепловая мощность конденсационной установки на 5,0–10,0%. При этом концентрация O_2 в дегазированной воде (после деаэратора) снижается на 5 мкг/дм³ и становится равной около 15 мкг/дм³.

Предварительные испытания показали возможность утилизации теплоты выпара и водяных паров, содержащихся в выпаре, в конденсационной установке. Руководством Ульяновской ТЭЦ-3 было принято решение провести испытания котлоагрегата, конденсационной установки и атмосферных деаэраторов на разных нагрузках котла ДЕ-10-14 ГМ: 8,0; 9,0 и 10,0 т/ч. Такое решение было принято также и по причине того, что в это время охладители

выпаров деаэраторов не работали. Выпар отводился в атмосферу по трубопроводам, выведенным через перекрытие котельного цеха. Предварительно была разработана программа испытаний. Было запланировано провести исследование 24-х режимов работы конденсационной установки на трех указанных выше паропроизводительностях котлоагрегата. Двенадцать режимов работы КТ исследовались в случае, когда выпар направлялся в атмосферу и двенадцать режимов, когда выпар направлялся в газоход перед КТ. Таким образом, на каждой паропроизводительности котлоагрегата испытания проводились при четырех вариантах работы КТ, определяемых расходом проходящих через него газов.

Параметры работы теплоутилизатора для случая, когда деаэраторы ДСА-25 работали в обычном режиме, то есть выпары из деаэрационных колонок подавались в атмосферу, указаны в табл. ПА.1–ПА.3.

На рис. 2.8–2.11 приведены результаты математической обработки экспериментальных данных для случая, когда выпары деаэраторов подавались в газоход перед теплообменником конденсационного типа [173, 174].

2.3. Математическая обработка результатов натуральных испытаний

Тепловая мощность конденсационного утилизатора теплоты

Наиболее просто и одновременно достаточно точно тепловую мощность $Q_{\text{КТ}}$, Вт, газоводяного теплообменника можно рассчитать по известным параметрам нагреваемого теплоносителя (воды):

$$Q_{\text{КТ}} = G_{\text{В}} c_{\text{р}} (t_{\text{В}}'' - t_{\text{В}}'). \quad (2.1)$$

Здесь $G_{\text{В}}$ – массовый расход воды, кг/с; $c_{\text{р}}$ – теплоемкость воды, Дж/(кг·К); $t_{\text{В}}'$, $t_{\text{В}}''$ – температура холодной и подогретой в КТ воды, °С.

При охлаждении газов в КТ его теплопроизводительность можно определить по приближенной формуле Аронова И.З. [14]:

$$Q_{\text{кт}} = V'_{\text{yx}} \left[0,33(t'_{\text{yx}} - t''_{\text{yx}}) + 435 \frac{X'_{\text{yx}} - X''_{\text{yx}}}{0,6 + X'_{\text{yx}}} \right] 1,163, \quad (2.2)$$

где V'_{yx} – расход газового потока, поступающего в теплообменник при нормальных условиях, м³/ч; t'_{yx} , t''_{yx} – температура газового потока перед теплообменником и после него, °С; X'_{yx} и X''_{yx} – влагосодержание уходящих газов, поступающих в теплообменник и выходящих из него, кг/кг с.г.

Значения X'_{yx} и X''_{yx} определялись по приближенным формулам Семениюка Л.Г. [275].

$$X'_{\text{yx}} = (0,13 + X_{\text{в}} \alpha_{\text{yx}}) / (\alpha_{\text{yx}} - 0,058). \quad (2.3)$$

Здесь α_{yx} – коэффициент избытка воздуха в направляемых в утилизатор продуктах сгорания; $X_{\text{в}} = 0,01$ кг/кг с.в. – влагосодержание дутьевого воздуха.

$$X''_{\text{yx}} = \frac{0,0006382 + 0,004 \alpha_{\text{yx}} e^{(0,062 t''_{\text{yx}})}}{\alpha_{\text{yx}} + 0,199}. \quad (2.4)$$

По составу и расходу природного газа и коэффициенту избытка воздуха в отводимых газах определялся расход продуктов сгорания [17, 229].

Состав газообразного топлива (в процентах по объему):

CH₄=98,678; C₂H₆=0,349; C₃H₈=0,191; C₄H₁₀=0,018; nC₄H₁₀=0,021;

CO₂=0,004; N₂=0,738. $Q_{\text{H}}^{\text{c}}=7973$ ккал/м³, $Q_{\text{B}}^{\text{c}}=8867$ ккал/м³; $\rho=0,681$ кг/м³.

Теоретическое количество воздуха для сжигания 1 м³ природного газа:

$$V_{\text{B}}^0 = 0,0476[0,5\text{CO} + 0,5\text{H}_2 + 1,5\text{H}_2\text{S} + \sum(m+n/4)\text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2]; \quad (2.5)$$

$$V_{\text{B}}^0 = 0,0476[2 \cdot 98,678 + 3,5 \cdot 0,349 + 5 \cdot 0,191 + 6,5 \cdot 0,039] = 9,5098 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Продукты сгорания

Теоретический объем азота

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 \cdot V_{\text{B}}^0 + \text{N}_2/100.$$

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 \cdot 9,5098 + 0,738/100 = 7,5201.$$

Теоретический объем трехатомных газов

$$V_{\text{RO}_2} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2}; \quad V_{\text{SO}_2} = 0.$$

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01[\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \Sigma n(\text{C}_m\text{H}_n)].$$

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01[0,004 + 1,98,678 + 2,0,349 + 3,0,191 + 4,0,039] = 1,001.$$

Теоретический объем водяных паров

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01[\text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + 0,5\Sigma n(\text{C}_m\text{H}_n) + 0,124d_{\text{T}}] + 0,0161V_{\text{B}}^0.$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01 \cdot 0,5[4,98,678 + 6,0,349 + 8,0,191 + 10,0,039] + 0,0161 \cdot 9,5098 = 2,1467.$$

Объем сухих продуктов сгорания

$$V_{\text{с.г.}} = V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{RO}_2} + (\alpha_{\text{yx}} - 1)V_{\text{B}}^0 = 7,52 + 1,001 + (1,25 - 1) \cdot 9,5098 = 10,898. \quad (2.6)$$

Объем водяных паров

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161(\alpha_{\text{yx}} - 1)V_{\text{B}}^0 = 2,1467 + 0,0161(1,25 - 1) \cdot 9,5098 = 2,185. \quad (2.7)$$

Суммарный объем влажных продуктов сгорания

$$V = V_{\text{с.г.}} + V_{\text{H}_2\text{O}} = 10,898 + 2,185 = 13,0835 \text{ м}^3 \text{ пр.с.г./м}^3 \text{ газа}. \quad (2.8)$$

Расход отводимых из котла продуктов сгорания

$$V_{\text{yx}} = B \cdot V, \quad (2.9)$$

где B – расход природного газа на котел при нормальных условиях.

При определении расхода продуктов сгорания через теплоутилизатор учитывалось, что часть газов после экономайзера котла перепускается по дополнительному газоходу. Расход перепускаемых газов определялся по степени открытия установленной на дополнительном газоходу заслонки.

Тепловая мощность конденсационного теплообменника рассчитывалась по формуле (2.1). В таблицах 2.4, 2.5, 2.6 приведены результаты выполненных расчетов.

Используя экспериментальные данные, полученные для случая, когда весь поток уходящих из котла газов направлялся в утилизатор, определение тепловой мощности конденсационного теплообменника производилось и по

формуле (2.2). Расхождение результатов расчетов тепловой мощности теплообменника по формулам (2.1) и (2.2) составляет 5–7%.

Например, для испытаний при $D_k=10$ т/ч при увеличении расхода продуктов сгорания, проходящих через теплообменник, на 50% (с 4661 до 9322 м³/ч), тепловая мощность теплообменника повысилась на 17,7% (с 0,44 до 0,518 МВт). Следовательно, тепловая мощность конденсационного теплообменника в большей степени зависит от температуры выходящих из него охлажденных газов и в меньшей степени – от расхода проходящих через него продуктов сгорания. При большем понижении температуры продуктов сгорания в теплообменнике возрастает количество конденсирующихся из них водяных паров и резко повышается доля теплоты их конденсации в общей составляющей теплосъема.

Таким образом, тепловая мощность конденсационного теплообменника при охлаждении в нем газов ниже точки росы складывается из физической теплоты газов и скрытой теплоты конденсации из них определенного количества водяных паров H₂O. При этом количество теплоты, выделенной за счет конденсации H₂O из газов, составляет 40–50% теплопроизводительности КТ.

Повышение коэффициента использования топлива котла

Повышение коэффициента использования топлива (к.и.т.) котла $\Delta\eta_k$, %:

$$\Delta\eta_k = \frac{Q_{KT}}{B \cdot Q_B^c} \cdot 100, \quad (2.10)$$

где Q_{KT} – тепловая мощность КТ, Вт (ккал/ч); B – расход природного газа на котел при нормальных физических условиях, м³/с (м³/ч); Q_B^c – высшая теплота сгорания органического топлива (газа), Дж/м³ (ккал/м³).

Анализ уравнения (2.10) показывает, что при неизменной нагрузке котлоагрегата $\Delta\eta_k$ зависит от теплопроизводительности Q_{KT} конденсационного теплообменника. Повышение $\Delta\eta_k$ котлоагрегата за счет работы теплоутилизатора равно: 5,98–7,05%; 6,38–7,72% и 7,35–9,11% соответственно при нагруз-

ках котла 10; 8 и 6 т/ч. Среднее значение повышения $\Delta\eta_K$ котлоагрегата составляет 7–8%. Следует отметить, что при низких теплопроизводительностях котлоагрегата числовые значения $\Delta\eta_K$ выше, чем при больших нагрузках. Это объясняется следующими выводами: 1) на малых нагрузках котла осуществляется более глубокое охлаждение уходящих продуктов сгорания; 2) на малых нагрузках котла относительное количество выделяющегося из продуктов сгорания конденсата возрастает.

В расчете по низшей теплоте сгорания газа ($Q_B^C/Q_H^C=1,112128$) повышение $\Delta\eta_K$ котла равно: 6,65–7,84; 7,09–8,59; 8,17–10,13 соответственно при нагрузках котлоагрегата 10,0; 8,0 и 6,0 т/ч.

Коэффициент теплопередачи конденсационного газоводяного теплообменника

Коэффициент теплопередачи утилизатора теплоты k_{KT} , Вт/(м²·К), рассчитывается по формуле:

$$k_{KT} = \frac{Q_{KT}}{F_{KT} \Delta t_{cp}}, \quad (2.11)$$

где Q_{KT} – тепловая мощность утилизатора, Вт; F_{KT} – площадь теплообменной поверхности, м²; Δt_{cp} – средний температурный напор, °С.

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{\sigma}} - \Delta t_M}{\ln(\Delta t_{\bar{\sigma}}/\Delta t_M)} \varepsilon_{\Delta t}, \quad (2.12)$$

где $\Delta t_{\bar{\sigma}} = t'_{yx} - t''_B$; $\Delta t_M = t''_{yx} - t'_B$; $\varepsilon_{\Delta t} = 1,0$.

Коэффициент теплопередачи конденсационного поверхностного теплообменника рассчитывался по формуле (2.11). Установлено, что значение k_{KT} в среднем составляет 63; 55 и 48 Вт/(м²·К) при нагрузках котла 10; 8 и 6 т/ч соответственно.

Следовательно, с повышением нагрузки котла (расхода газового потока, проходящего через теплообменник) возрастает значение k_{KT} аппарата, что

объясняется повышением скорости движения продуктов сгорания через теплообменник и повышением степени орошения теплопередающей поверхности конденсатом водяных паров из потока газов.

Зависимость коэффициента теплопередачи $k_{\text{КТ}}$ от скорости газов v и плотности орошения W теплообменной поверхности приведены на (рис. 2.3).

Анализ представленных на рис. 2.3 данных показывает, что числовые значения $k_{\text{КТ}}$ для конденсационного теплообменника превышают значения k при «сухом» теплообмене для воздуха в 1,5–1,8 раза. Например, при скорости газов 4,0 м/с для чугунных ребристых экономайзеров ЦККБ $k = 9,5$, а для экономайзеров ВТИ $k = 14,0$ Вт/(м²·К).

При движении газов в КТ со скоростями 1,8–2,5 м/с устанавливается зависимость $k_{\text{КТ}}$ от плотности орошения W поверхности КТ конденсатом водяных паров. При повышении W с 2,8 до 3,19 кг/(м²·ч) (в 1,14 раза) значение $k_{\text{КТ}}$ увеличивается с 48,1 до 60,08 Вт/(м²·К) (в 1,25 раза).

Получено критериальное уравнение, определяющее зависимость безразмерного коэффициента теплоотдачи (числа Nu) от критериев Рейнольдса (Re), Прандтля (Pr) и орошения (K) (см. п. 3.1). Введение критерия орошения K позволяет устанавливать зависимость Nu от W , зависящей от степени охлаждения газов в КТ.

Коэффициент полезного действия конденсационного теплообменника

КПД конденсационного теплообменника по высшей теплоте сгорания органического топлива (природного газа):

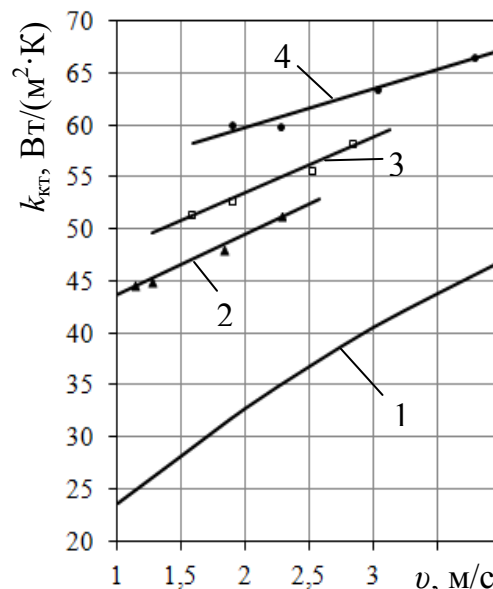


Рис. 2.3. Зависимость коэффициента теплопередачи $k_{\text{КТ}}$ от скорости газов v и плотности орошения W , кг/(м²·ч): 1 – для воздуха («сухой» теплообмен); 2 – $W=2,28-3,16$; 3 – $W = 2,83-3,69$; 4 – $W=3,19-4,03$

$$\eta_{\text{кт}}^{\text{В}} = \frac{Q_{\text{кт}}}{G_{\text{yx}} I'_{\text{yx}}}. \quad (2.13)$$

Здесь G_{yx} – расход уходящих газов, кг/с; I'_{yx} – энтальпия газов, кДж/кг.

$$G_{\text{yx}} = V'_{\text{yx}} \rho_{\text{yx}}^{\circ}. \quad (2.14)$$

Здесь V'_{yx} – объемный расход газового потока, поступающего в теплообменник, м³/с; $\rho_{\text{yx}}^{\circ} = 1,295$ кг/м³ – плотность продуктов сгорания.

$$I'_{\text{yx}} = [(c_{\text{с.г.}} + c_{\text{в.п.}} X'_{\text{yx}}) t'_{\text{yx}} + 2491 X'_{\text{yx}}], \quad (2.15)$$

где $c_{\text{с.г.}}$, $c_{\text{в.п.}}$ – соответственно удельная массовая теплоемкость сухих продуктов сгорания и водяных паров при t'_{yx} и α_{yx} , кДж/(кг·К).

Установлено, что большее влияние на изменение значения КПД конденсационного теплообменника оказывает изменение температуры выходящих из утилизатора газов. «Цена» 1% повышения КПД аппарата при $t''_{\text{yx}} = 55\text{--}50$ °С составляет примерно 2 °С понижения температуры газов, при $t''_{\text{yx}} = 50\text{--}40$ °С – 2,5–3 °С и при $t''_{\text{yx}} = 40\text{--}30$ °С – 5–7 °С понижения температуры газового потока. При температуре отводимых из котла газов 150–250 °С и при $\alpha_{\text{yx}} = 1,2\text{--}1,25$, повышение КПД котла на 1% достигается за счет снижения температуры потока отводимых газов на 18–20 °С.

Определены теплотехнические параметры работы поверхностного утилизатора теплоты (УТ) конденсационного типа, изготовленного на базе биметаллического калорифера типа КСк-4-11-02 ХЛЗ. На рис. 2.4–2.7 и в табл. 2.4–2.7 приведены результаты числовых расчетов по данным экспериментов, проведенных в октябре 1996 г. На рис. 2.8–2.11 и в табл. ПА.4–ПА.6 Приложения А представлены результаты числовых расчетов по данным экспериментов, выполненных в апреле 1999 г.

Данные математической обработки натурных испытаний КТ для случая, когда 80% общего потока газов пропусклось через теплообменник, а 20%

газов – по дополнительному газоходу приведены в табл. 2.7. Режим работы теплоутилизатора, когда через него пропускается 80% газового потока в действительности является его рабочим (эксплуатационным) режимом работы.

На рис. 2.4, 2.5, 2.6 и 2.7 приведены зависимости соответственно тепловой мощности утилизатора, повышения коэффициента использования топлива котла, КПД аппарата и получаемой за счет его работы экономической эффективности от расхода направляемых в утилизатор продуктов сгорания и степени их охлаждения в нем.

В табл. 2.8 дополнительно приведены результаты лабораторного анализа продуктов сгорания природного газа на определение содержания в них оксидов азота. Установлено, что при работе поверхностного конденсационного утилизатора теплоты на 27–29% в среднем снижаются выбросы NO_x в атмосферу.

Повышение экономичности котлоагрегата за счет работы конденсационного теплообменника с учетом экономии химически очищенной воды \mathcal{E}_k , тепловой \mathcal{E}_T и электрической \mathcal{E}_d энергии равно:

$$\mathcal{E}_T = e_T \cdot Q_{\text{кт}} \cdot n; \quad \mathcal{E}_k = e_{\text{ХВ}} \cdot G_k \cdot n; \quad \mathcal{E}_d = e_{\mathcal{E}} \cdot \Delta N \cdot n, \quad (2.16)$$

где; e_T , $e_{\text{ХВ}}$, $e_{\mathcal{E}}$ – себестоимость тепловой энергии, руб./Гкал, химически очищенной воды, руб./т, и электроэнергии, руб./(кВт·ч); ΔN – экономия электроэнергии, кВт; n – число часов работы котла в году, ч/год.

$$\Delta N = \sqrt{3} \cdot U_{\text{л}} \cdot \Delta I \cdot \cos\varphi = \sqrt{3} \cdot 380 \cdot \Delta I \cdot 0,855 = 562,74 \Delta I.$$

По ценам на февраль 1998 г.:

$$e_T = 119,5 \text{ руб./Гкал}; \quad e_{\text{ХВ}} = 4 \text{ руб./т}; \quad e_{\mathcal{E}} = 0,25 \text{ руб./}(кВт \cdot \text{ч}).$$

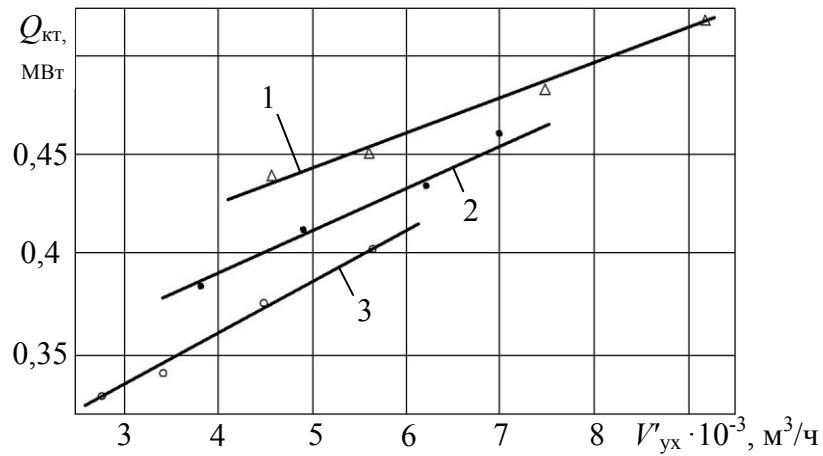


Рис. 2.4. Зависимость тепловой мощности $Q_{кт}$ от расхода газов V'_{yx} :

1 – $D_k=10$ т/ч, $t''_{yx}=41,5\div 48$ °С; 2 – $D_k=8$ т/ч, $t''_{yx}=40\div 47$ °С; 3 – $D_k=6$ т/ч, $t''_{yx}=37\div 45$ °С

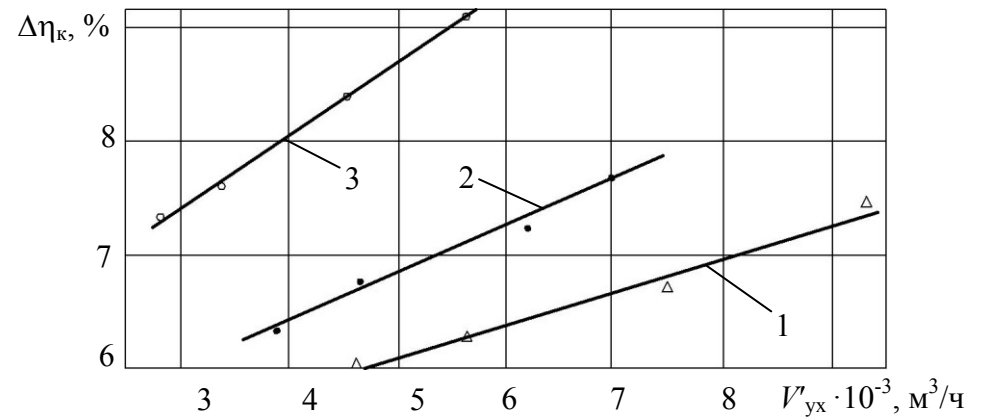


Рис. 2.5. Зависимость повышения к.и.т. котла $\Delta\eta_k$ от расхода газов V'_{yx} : 1 – $D_k=10$ т/ч; 2 – $D_k=8$ т/ч; 3 – $D_k=6$ т/ч

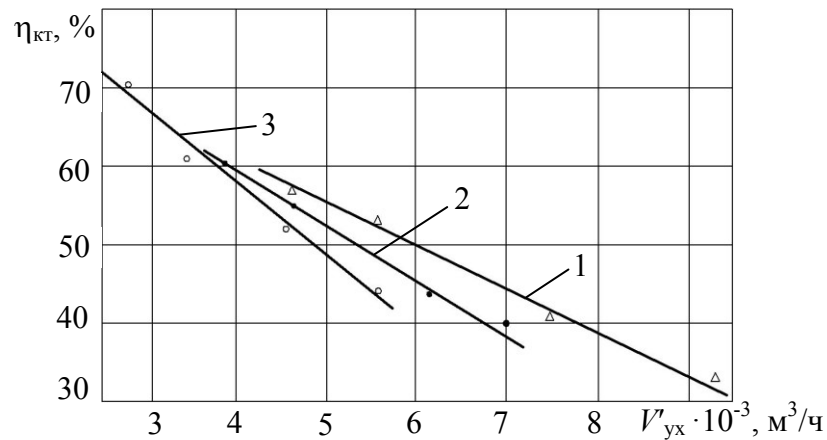


Рис. 2.6. Зависимость КПД аппарата $\eta_{кт}$ от расхода газов V'_{yx} : 1 – $D_k=10$ т/ч;

2 – $D_k=8$ т/ч; 3 – $D_k=6$ т/ч

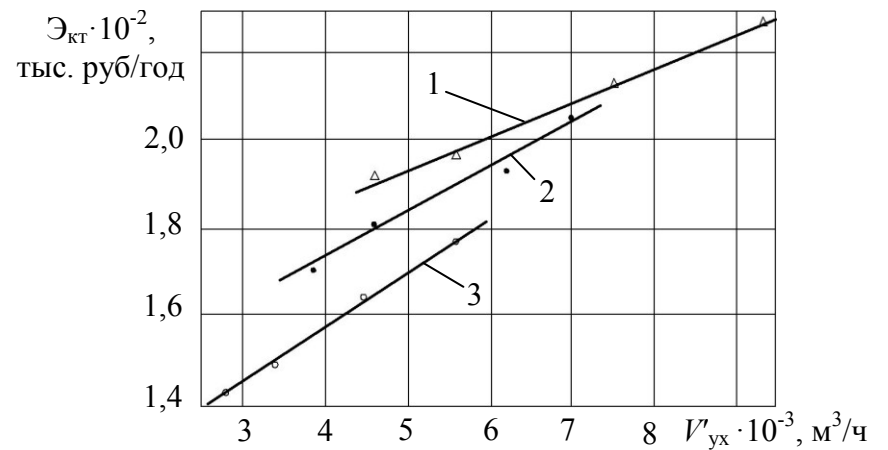


Рис. 2.7. Зависимость экономической эффективности $\mathcal{E}_{кт}$ от расхода газов V'_{yx} :

1 – $D_k=10$ т/ч; 2 – $D_k=8$ т/ч; 3 – $D_k=6$ т/ч

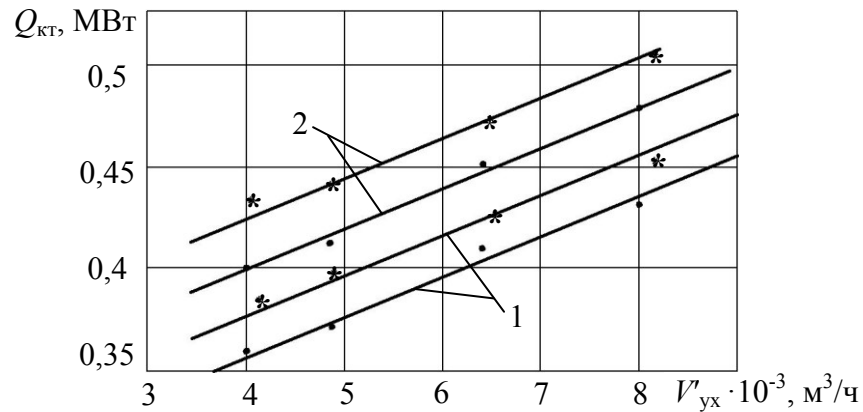


Рис. 2.8. Зависимость теплопроизводительности $Q_{\text{кт}}$ от расхода газов V'_{yx} : 1 – выпар направлен в атмосферу; 2 – выпар направлен в утилизатор; ●●● – $D_{\text{к}}=8$ т/ч; *** – $D_{\text{к}}=10$ т/ч

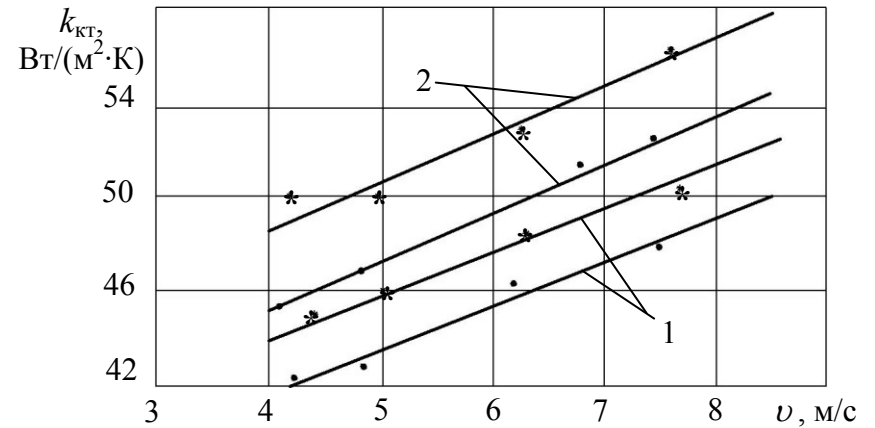


Рис. 2.9. Зависимость $k_{\text{кт}}$ от скорости газов ν : 1 – выпар направлен в атмосферу; 2 – выпар направлен в утилизатор; ●●● – $D_{\text{к}}=8$ т/ч; *** – $D_{\text{к}}=10$ т/ч

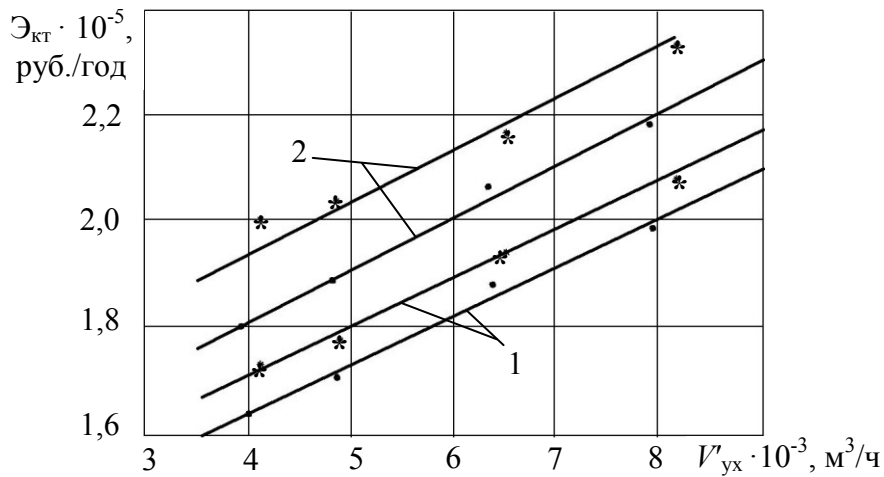


Рис. 2.10. Зависимость экономической эффективности $\mathcal{E}_{\text{кт}}$ от расхода газов V'_{yx} : 1 – выпар направлен в атмосферу; 2 – выпар направлен в утилизатор; ●●● – $D_{\text{к}}=8$ т/ч; *** – $D_{\text{к}}=10$ т/ч

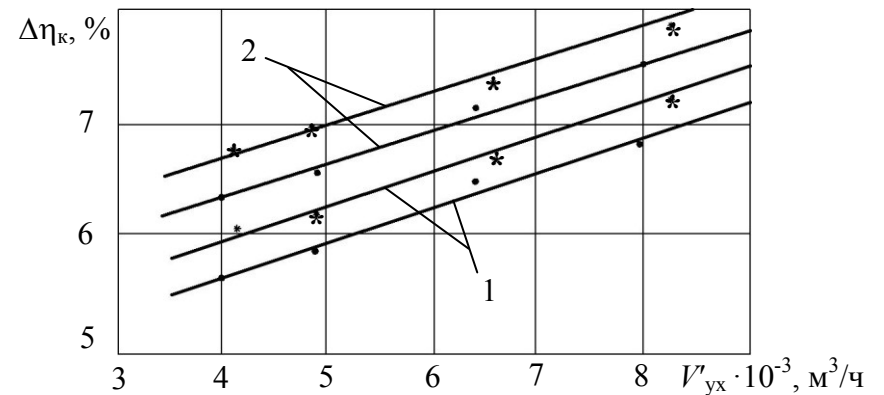


Рис. 2.11. Зависимость повышения к.и.т. котла $\Delta\eta_{\text{к}}$ от расхода газов V'_{yx} : 1 – выпар направлен в атмосферу; 2 – выпар направлен в утилизатор; ●●● – $D_{\text{к}}=8$ т/ч; *** – $D_{\text{к}}=10$ т/ч

Таблица 2.4

Параметры работы конденсационного теплообменника: $D_K=10$ т/ч

№ п/п	Показатель	Обозн.	Ед. измер.	Степень открытия заслонки, %			
				100	40	20	0
1	Коэффициент теплопередачи	k_{KT}	Вт/(м ² ·К)	60,08	60,00	63,51	66,60
2	Расход поступающих в теплообменник газов	V'_{yx}	м ³ /ч	4661	5593	7458	9322
3	Скорость газов	v	м/с	1,890	2,268	3,024	3,780
4	Коэффициент избытка воздуха	α_{yx}	-	1,25	1,25	1,25	1,25
5	Тепловая мощность	Q_{KT}	$\frac{МВт}{Гкал/ч}$	0,4396 0,378	0,4490 0,3861	0,4836 0,4158	0,5181 0,4455
6	Повышение к.и.т. котла по Q_B^c	$\Delta\eta_K$	%	5,98	6,1	6,58	7,05
7	КПД конденсационного аппарата	η_{KT}	%	56,6	48,2	38,9	33,3
8	Уменьшение концентрации NO _x	ΔNO_x	мг/м ³	50,5	60	62,5	76,5
9	Расход конденсата	G_K	т/ч	0,362	0,392	0,458	0,456
10	Влагосодержание газов после КТ	X''_{yx}	$\frac{кг}{кг с.г.}$	0,051	0,058	0,065	0,076
11	Средний температурный напор	Δt_{cp}	°С	63,9	65,4	66,5	68,0
12	Экономическая эффективность:						
	– за счет нагрева воды	\mathcal{E}_T	тыс. руб./год	186,1	190,1	204,6	219,3
	– за счет получения конденсата	\mathcal{E}_K	тыс. руб./год	5,964	6,459	7,546	7,513
	– за счет снижения мощности электродвигателя дымососа	\mathcal{E}_D	тыс. руб./год	0,58	0,58	0,58	0,58
	– суммарная	\mathcal{E}_{KT}	тыс. руб./год	192,6	197,1	212,7	227,4

Таблица 2.5

**Параметры работы конденсационного утилизатора теплоты
при $D_k=8$ т/ч**

№ п/п	Показатель	Обозн.	Ед. измер.	Степень открытия заслонки, %			
				100	40	20	0
1	Коэффициент теплопередачи	$k_{кт}$	Вт/(м ² ·К)	51,5	52,7	55,7	58,3
2	Расход поступающих в теплообменник газов	V'_{yx}	м ³ /ч	3873	4647	6196	6383
3	Скорость газов	ν	м/с	1,571	1,884	2,513	2,832
4	Коэффициент избытка воздуха	α_{yx}	-	1,25	1,25	1,25	1,25
5	Тепловая мощность	$Q_{кт}$	$\frac{\text{МВт}}{\text{Гкал/ч}}$	0,3873 0,333	0,4164 0,358	0,4361 0,375	0,4687 0,403
6	Повышение к.и.т. котла по Q_b^c	$\Delta\eta_k$	%	6,38	6,86	7,19	7,72
7	КПД конденсационного аппарата	$\eta_{кт}$	%	60,8	54,5	42,8	40,8
8	Снижение в газах концентрации NO _x	ΔNO_x	мг/м ³	38	39	66,5	79,2
9	Расход конденсата	G_k	т/ч	0,321	0,337	0,423	0,420
10	Влагосодержание газов после утилизатора	X''_{yx}	$\frac{\text{кг}}{\text{кг с.г.}}$	0,046	0,056	0,060	0,072
11	Средний температурный напор	Δt_{cp}	°С	65,6	67,7	68,3	70,2
12	Экономическая эффективность:						
	– за счет нагрева воды	\mathcal{E}_T	тыс. руб./год	163,9	176,2	184,6	198,4
	– за счет получения конденсата	\mathcal{E}_k	тыс. руб./год	5,289	5,552	6,969	6,920
	– за счет снижения мощности электродвигателя дымососа	\mathcal{E}_d	тыс. руб./год	0,29	0,29	0,29	0,29
	– суммарная	$\mathcal{E}_{кт}$	тыс. руб./год	139,5	182,0	191,9	205,6

Таблица 2.6

**Параметры работы конденсационного утилизатора теплоты
при $D_k=6$ т/ч**

№ п/п	Показатель	Обоз.	Ед. измер.	Степень открытия заслонки, %			
				100	40	20	0
1	Коэффициент теплопередачи	$k_{кт}$	Вт/(м ² ·К)	44,7	45,1	48,1	51,3
2	Расход поступающих в теплообменник газов	V'_{yx}	м ³ /ч	2817	3380	4507	5634
3	Скорость газов	v	м/с	1,142	1,271	1,828	2,285
4	Коэффициент избытка воздуха	α_{yx}	-	1,25	1,25	1,25	1,25
5	Тепловая мощность	$Q_{кт}$	$\frac{\text{МВт}}{\text{Гкал/ч}}$	0,3268 0,281	0,3373 0,290	0,3745 0,322	0,4047 0,384
6	Повышение к.и.т. котла по Q'_c	$\Delta\eta_k$	%	7,35	7,61	8,44	9,11
7	КПД КТ	$\eta_{кт}$	%	70,6	60,7	50,6	43,7
8	Снижение концентрации NO _x	ΔNO_x	мг/м ³	41,6	42	61	68
9	Расход конденсата	G_k	т/ч	0,259	0,291	0,317	0,359
10	Влагосодержание газов после утилизатора	X''_{yx}	$\frac{\text{кг}}{\text{кг с.г.}}$	0,039	0,044	0,056	0,063
11	Средний температурный напор	Δt_{cp}	°С	44,7	65,3	68,0	68,9
12	Экономическая эффективность:						
	– за счет нагрева воды	\mathcal{E}_T	тыс. руб./год	138,3	142,7	158,5	171,3
	– за счет получения конденсата	\mathcal{E}_k	тыс. руб./год	4,267	4,975	5,223	5,915
	– за счет снижения мощности электродвигателя дымососа	\mathcal{E}_d	тыс. руб./год	–	–	–	–
	– суммарная	$\mathcal{E}_{кт}$	тыс. руб./год	142,6	147,7	163,7	177,2

Параметры газовой конденсационного теплообменника

№ п/п	Параметр	Обозн.	Ед. изм.	Значение параметра при D_K , т/ч		
				10	8	6
1	Температура газов на входе в теплообменник	t'_{yx}	°С	134	134	129
2	Температура газов на выходе из теплообменника	t''_{yx}	°С	45,5	44	43
3	Температура газов перед дымососом	t_{yx}	°С	70	66	57,5
4	Температура холодной воды перед теплообменником	t'_B	°С	9	7,5	6
5	Температура подогретой в теплообменнике воды	t''_B	°С	24,4	19,4	16,1
6	Расход воды	G_B	м ³ /ч	27	32	31,9
7	Расход природного газа на котел	V_Γ	м ³ /ч	725	610	440
8	Температура природного газа	t_Γ	°С	4,8	8,4	6
9	Расход конденсата	G_K	т/ч	0,462	0,426	0,328
10	Температура конденсата	t_K	°С	45	42	39,5
11	Ток электродвигателя дымососа	I_d	А	29* 28	26,5* 26	24* 24
12	Концентрация NO_x в газах перед теплообменником	NO_x	мг/м ³	217,5	200	197
13	Концентрация NO_x в газах после теплообменником (на входе дымосос)	NO_x	мг/м ³	155	133,5	136
14	Коэффициент избытка воздуха	α_{yx}	-	1,25	1,25	1,25
15	Расход газов, проходящих через КТ	V_{yx}	м ³ /ч	7458	6196	4507
16	Теплопроизводительность конденсационного теплообменника	Q_{KT}	МВт	0,484	0,436	0,375
17	Коэффициент теплопередачи КТ	k_{KT}	Вт/(м ² ·К)	63,51	55,7	48,1
18	Увеличение к.и.т. котла по Q_B^C	$\Delta\eta_K^B$	%	6,58	7,19	8,44
19	КПД аппарата по Q_B^C	η_{KT}^B	%	38,9	42,8	50,6
20	Средняя скорость движения газового потока в утилизаторе	v	м/с	3,02	2,51	1,83

Примечание: * – значение тока электродвигателя дымососа при отключенном утилизатора теплоты

**Результаты анализа продуктов сгорания
по содержанию NO_x при работе конденсационного теплообменника**

Паропроизводительность котлоагрегата D_K , т/ч	Концентрация NO _x в газах перед теплообменником, мг/м ³	Значение параметра				Уменьшение концентрации NO _x , %
		Темп. газов перед дымососом t_{yx} , °C	Концентрация NO _x в газах перед дымососом, мг/м ³	Осредненное значение t_{yx} , °C	Осредненное значение NO _x , мг/м ³	
10	217,5	92	167	74,25	155,12	28,68
		87	157,5			
		70	155			
		48	141			
8	200	88,5	162	71,75	144,33	27,84
		77,5	161			
		66	133,5			
		55	120,8			
6	197	80,5	155,4	65,0	143,85	27,0
		74,5	155			
		57,5	136			
		47,5	129			

Выполнены числовые расчеты и определена экономическая эффективность за счет работы КТ за котлом ДЕ-10-14 ГМ на Ульяновской ТЭЦ-3. В расчетах учитывалась теплота конденсата H₂O из газов при их охлаждении ниже точки росы. Экономия теплоты (тепловой энергии) в денежном выражении за счет установки газоводяного конденсационного теплообменника и подогрева в нем воды от 5 до 45 °C составляет 8,869 тыс. рублей в год. Расчеты выполнены для случая, когда расход конденсата водяных паров из газов $G_K=0,45$ т/ч, а наработка котла составила 4120 часов в год.

Выводы.

1. Тепловая мощность утилизатора теплоты (газоводяного конденсационного теплообменника) при номинальной нагрузке котла ДЕ-10-14 ГМ составляет 0,48–0,52 МВт. При работе утилизатора теплоты понижается потребляемая электродвигателем дымососной установки мощность на 0,56 кВт. Расход обессоленной воды (конденсата водяных паров из газов) составляет

0,42–0,45 т/ч при температуре 43–47 °С.

2. При работе конденсационного утилизатора теплоты за котлом ДЕ-10-14 ГМ коэффициент использования топлива повышается на 5,98–7,05%; 6,38–7,72% и 7,35–9,11% соответственно при нагрузках котла 10; 8 и 6 т/ч. Среднее значение повышения к.и.т. котла составляет примерно 7–8%.

3. Установлено, что осуществляя глубокое охлаждение продуктов сгорания в поверхностном утилизаторе теплоты, происходит уменьшение концентрации оксидов азота в отводимых в атмосферу газах. Так, при нагрузке котла ДЕ-10-14 ГМ 6 т/ч концентрация NO_x в отводимых газах уменьшается в среднем на 27%, при нагрузке 8 т/ч – на 27,84% и при нагрузке 10 т/ч – на 28,68%.

4. Впервые при глубоком охлаждении продуктов сгорания природного газа в КТ поверхностного типа определено значение коэффициента теплопередачи $k_{\text{КТ}}$. $k_{\text{КТ}} = 60,0–66,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ при скоростях продуктов сгорания 1,89–3,78 м/с и плотностях орошения конденсатом теплообменной поверхности 3,19–4,03 кг/($\text{м}^2 \cdot \text{ч}$). Следовательно, значения $k_{\text{КТ}}$ при охлаждении газов ниже точки росы в 4,6 и 6,8 раза превышают значения $k_{\text{КТ}}$ при сухом теплообмене для чугунных ребристых водяных экономайзеров ВТИ и ЦККБ соответственно.

5. При номинальной паропроизводительности котлоагрегата ДЕ-10-14 ГМ экономическая эффективность за счет внедрения газоводяного конденсационного теплообменника составляет 0,213 млн.руб./год (по ценам на февраль 1998 г.). Срок окупаемости приведенных затрат: 1,5–2,0 месяца.

По данным проведенных в 1999 г. натурных испытаний сформулированы следующие выводы:

1. При нагрузке котла 8 т/ч и для случая, когда 80% общего потока газов направлялось в конденсационный теплообменник, его тепловая мощность составила: 1) при отводе выпара ДСА-25 в атмосферу – 0,4133 МВт; 2) при утилизации выпара в газоводяном теплообменнике – 0,4538 МВт. Увеличение мощности газоводяного конденсационного теплообменника при утили-

зации в нем выпара составило 0,0405 МВт, при этом количество выделяющегося из газов конденсата возросло на 68 кг/ч.

2. Экономический эффект за счет работы газовой конденсационного теплообменника составляет 0,189 млн.руб в год (при паропроизводительности котлоагрегата $D_K=8$ т/ч).

3. Параметры работы газовой конденсационного теплообменника после трехлетней работы снизились на 4,0–5,0%. Это обусловливается образованием накипных отложений на трубках КТ, а также уменьшением его поверхности теплообмена, так как весной 1999 г. при проведении предварительных испытаний одна трубка теплообменника была заглушена по причине нарушения герметичности.

Методика расчета экономической эффективности за счет работы конденсационного утилизатора теплоты приведена в п. 2.4.

2.4. Экономическая эффективность от внедрения конденсационного утилизатора теплоты поверхностного типа

Суммарный экономический эффект от внедрения конденсационного утилизатора теплоты и использования выпаров двух атмосферных деаэраторов рассчитывается следующим образом.

Тепловую мощность конденсационного теплообменника $Q_{КТ}$, МВт, примем равной 0,4836 МВт (0,4158 Гкал/ч) (см. табл. 2.4).

Дополнительная тепловая мощность Q_B , МВт, получаемая при направлении выпара деаэратора в газопровод перед КТ:

$$Q_B = G_B [(t_B - t_{XB})c + r] 0,278 \cdot 10^{-6}, \quad (2.17)$$

где G_B – расход выпара, кг/ч; t_B , t_{XB} – температура выпара и исходной воды, °С; c – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К); r – теплота парообразования, кДж/кг.

Для условий работы атмосферных деаэраторов ДСА-25: $G_B=2 \cdot 50=100$ кг/ч; $t_B=104$ °С; $t_{XB}=5$ °С; $c=4,187$ кДж/(кг·К); $r=2261$ кДж/кг.

$$Q_B = 100 \cdot [(104 - 5) \cdot 4,187 + 2261] \cdot 0,278 \cdot 10^{-6} = 0,07438 \text{ МВт.}$$

Расход конденсата G_K примем равным 450 кг/ч; температуру конденсата – 45 °С. Тогда количество теплоты за счет использования конденсата в системе теплоснабжения ТЭЦ составит

$$Q_K = 450 \cdot (45 - 5) \cdot 4,187 \cdot 0,278 \cdot 10^{-6} = 0,02095 \text{ МВт.}$$

Суммарное количество полезно используемой теплоты

$$Q_C = Q_{KT} + Q_B + Q_K; \quad (2.18)$$

$$Q_C = 0,4836 + 0,07438 + 0,02095 = 0,57893 \text{ МВт.}$$

Стоимость сэкономленной тепловой энергии

$$\mathcal{E}_T = Q_C \cdot e_T = 0,57893 \cdot 136,8 / 1,163 = 68,0977 \text{ руб./ч,}$$

где $e_T = 136,8$ руб./Гкал – себестоимость тепловой энергии (значение указано по ценам на февраль 2004 г.).

Стоимость сэкономленной химически очищенной воды

$$\mathcal{E}_{ХВ} = (G_B + G_K) \cdot e_{ХВ} \cdot 10^{-3} = (100 + 450) \cdot 10,3 \cdot 10^{-3} = 5,665 \text{ руб./ч,}$$

где $e_{ХВ} = 10,3$ руб./т – себестоимость химически очищенной воды (по ценам на февраль 2004 г.).

Сэкономленное количество электрической энергии за счет снижения мощности электродвигателя дымососной установки

$$\Delta N = \sqrt{3} \cdot U_{л} \cdot \Delta I \cdot \cos \varphi = \sqrt{3} \cdot 380 \cdot 1 \cdot 0,855 = 562,74 \text{ Вт.}$$

Здесь ΔI – снижение тока электродвигателя дымососной установки, А.

Сэкономленное количество электроэнергии в денежном выражении

$$\mathcal{E}_Э = \Delta N \cdot e_Э = 0,56274 \cdot 0,465 = 0,262 \text{ руб./ч.}$$

Здесь $e_Э = 0,465$ руб/(кВт·ч) – стоимость 1 кВт·ч электрической энергии.

Экономическая эффективность за счет работы конденсационного утилизатора теплоты за котлом ДЕ-10-14 ГМ и использования выпаров двух деаэраторов ДСА-25 рассчитывается по формуле

$$\mathcal{E}_Г = (\mathcal{E}_T + \mathcal{E}_{ХВ} + \mathcal{E}_Э) n. \quad (2.19)$$

Здесь $n = 4120$ ч /год – время работы котла в году (данные за 2003 г.).

$$\mathcal{E}_T = (68,0977 + 5,665 + 0,262) \cdot 4120 = 304982 \text{ руб./год (304,982 тыс.руб./год).}$$

Экономическая эффективность за счет работы теплообменника

$$\mathcal{E}_{KT} = [(0,4836 + 0,02095) \cdot 136,8/1,163 + 4,635 + 0,262] \cdot 4120 = 264692 \text{ руб./год.}$$

При использования выпаров двух деаэраторов ДСА-25

$$\mathcal{E}_B = (0,07438 \cdot 136,8/1,163 + 100 \cdot 10,3 \cdot 10^{-3}) \cdot 4120 = 40290 \text{ руб./год.}$$

Учитывая повышение цен на тепловую энергию, химически очищенную воду и электроэнергию в период с 2004 по 2018 г.г. в 4,45; 3,107 и 2,236 раз соответственно, экономический эффект за счет работы конденсационного теплообменника за котлом ДЕ-10-14 ГМ по ценам на 2018 год при наработке котла $n=4120$ ч/год составляет 1 149 747,8 руб/год (1,150 млн.руб/год), то есть в 4,34 раза больше по сравнению с экономической эффективностью по ценам 2004 года (264692 руб./год).

Годовой экономический эффект от использования в КТ теплоты уходящих газов котла ДЕ-10-14 ГМ и выпаров двух деаэраторов ДСА-25 по ценам 2018 г. составляет 1,323 млн. рублей.

2.5. Способы повышения температуры охлажденных в КТ продуктов сгорания при их отводе в окружающую среду

В процессе эксплуатации дымовых труб тепловых электростанций и котельных возможны разрушения их конструктивных элементов. Разрушения конструктивных элементов труб происходят в основном из-за не соблюдения режимов их эксплуатации и недостатков, допущенных в процессе проектирования и строительства. Особенно важна защита дымовых труб от гидратной коррозии при установке за котлами конденсационных теплоутилизаторов.

Все методы защиты дымовых труб гидратной коррозии неизбежно приводят к повышению капитальных затрат, а также и снижению эффективности КТ. Однако, так как эффективность глубокого охлаждения дымовых газов велика, то срок окупаемости капитальных затрат исчисляется 1-2 годами.

Рассмотрим ряд способов защиты дымовых труб гидратной коррозии,

отличных от метода байпасирования части газов помимо КТ.

На рис. 2.12 и 2.13 представлены схемы подсушки и подогрева дымовых газов, охлажденных в КТ ниже точки росы [14]. На рис. 2.12, *а* представлена схема, по которой в газоходе между котлом и КТ дополнительно устанавливается теплообменник для подогрева атмосферного воздуха, предназначенного для горения топлива. Часть подогретого атмосферного воздуха подается в поток охлажденных в КТ газов. В этом случае температура отводимых в атмосферу охлажденных в КТ продуктов сгорания повышается, т.е. осуществляется их подогрев и подсушка.

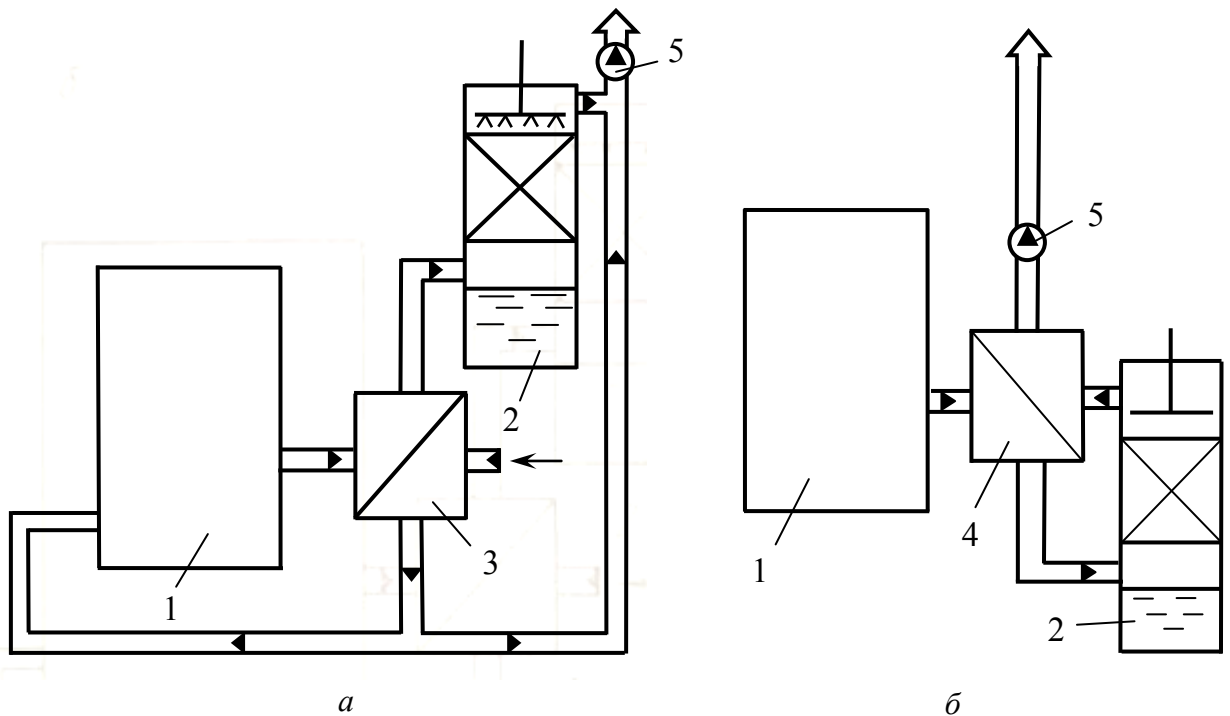


Рис. 2.12. Схемы подсушки и подогрева дымовых газов, уходящих из конденсационных теплообменников: 1 – котел; 2 – конденсационный теплообменник; 3 – воздухоподогреватель; 4 – газовый подогреватель; 5 – дымосос

Воздух в теплообменник 3 может подаваться из котельного цеха или снаружи из атмосферы. Рассмотрим случай, когда в газоздушный теплообменник 3 подается воздух из котельного цеха и подогревается в нем до $60,0\text{--}70,0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Тогда, в процессе теплообмена в воздухоподогревателе 3 температура поступающих в теплоутилизатор 2 газов снизится на $40\text{--}50\text{ }^{\circ}\text{C}$ и составит $90\text{--}100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Схему рис. 2.12, *а* целесообразно дополнить газоходом помимо

воздухоподогревателя 3, чтобы в теплое время можно было бы снизить сопротивление газового тракта. Может оказаться целесообразным пропускать через воздухоподогреватель только воздух, предназначенный для подмешивания к охлажденным продуктам сгорания, а дутьевой воздух в топку котла подавать холодным. В этом случае можно либо уменьшить площадь теплообменной поверхности воздухоподогревателя и повысить температуру газов на входе в теплоутилизатор, либо повысить температуру воздуха, подмешиваемого к охлажденным газам, и таким образом в еще большей степени обеспечить надежность работы газоотводящей трубы. Особенно это важно при высоких газоотводящих трубах.

Нагрев охлажденных в КТ продуктов сгорания можно осуществлять уходящими газами котла в поверхностном теплообменнике (рис. 2.12, б). Эта схема по приведенным затратам почти не отличается от схемы, представленной на рис. 2.12, а. Однако по надежности она ей уступает, поскольку в схеме рис. 2.12, а происходит подмешивание воздуха к газам. Так как влагосодержание воздуха меньше, чем влагосодержание газов, то существенно уменьшается точка росы, что позволяет повысить степень подсушки, т.е. разность $t_{yx} - \vartheta_p$.

На рис. 2.13 представлены более сложные схемы подсушки и подогрева уходящих из теплоутилизатора дымовых газов. Конструкция контактного теплоутилизатора может быть усложнена за счет разделения теплообменной поверхности КТ на две секции, расположенных последовательно по ходу газов (рис. 2.13, а, в).

По схеме, изображенной на рис. 2.13, а, в воздухоподогревателе 3 может осуществляться нагрев как воздуха из помещения котельной, так и наружного воздуха. В случае нагрева холодного наружного воздуха возможно выпадение конденсата водяных паров из газов, поэтому предусмотрен трубопровод отвода выделяющегося конденсата в водяной объем теплоутилизатора контактного типа.

На схеме, представленной на рис. 2.13, б, предусматривается подогрев охлажденных в КТ газов частью уходящих из котла продуктов сгорания. Это позволяет в теплое время, когда не возникают условия для конденсации водяных паров в наружных газоходах и трубе, в большей степени использовать теплоту уходящих газов в контактном утилизаторе теплоты.

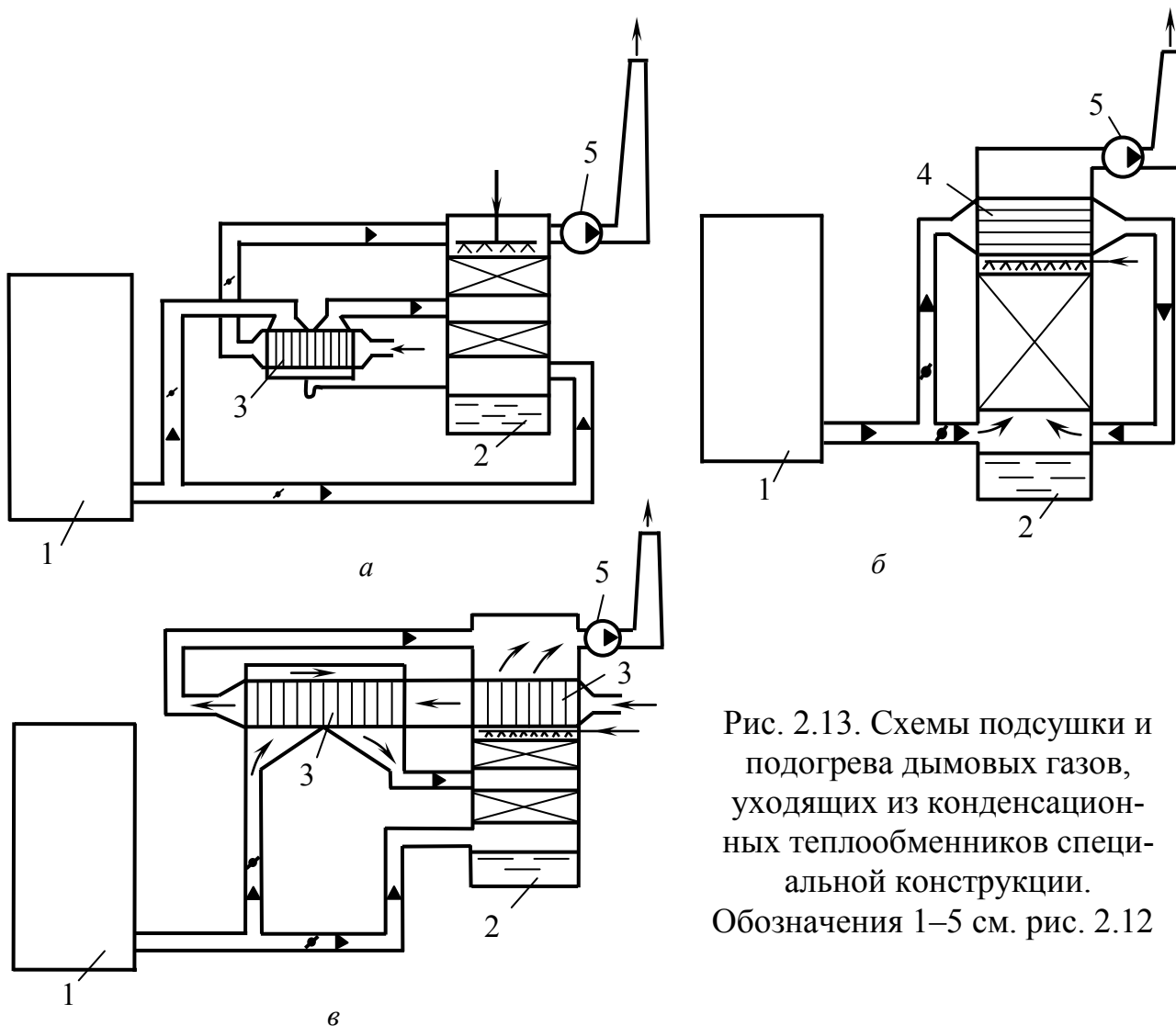


Рис. 2.13. Схемы подсушки и подогрева дымовых газов, уходящих из конденсационных теплообменников специальной конструкции. Обозначения 1–5 см. рис. 2.12

Представленный на схеме (рис. 2.13, в) воздухоподогреватель состоит из двух секций, причем в первой секции воздухоподогревателя воздух нагревается за счет теплоты газов, уходящих из контактного теплоутилизатора, а во второй – за счет теплоты газов, уходящих из котла. При подаче в первую секцию атмосферного воздуха с отрицательной температурой, температура поверхности нагрева этой секции воздухоподогревателя становится существенно ниже точки росы, что приводит к почти полной конденсации оставшихся в

газах водяных паров. В холодное время года возможно промерзание ствола газоотводящих труб, и столь глубокая конденсация водяных паров из продуктов сгорания с учетом последующего подмешивания к ним нагретого воздуха, выходящего из второй секции воздухоподогревателя, обеспечивает отсутствие конденсации водяных паров из продуктов сгорания в дымовых трубах.

По тепловой эффективности и надежности работы схема (рис. 2.13, в) является наиболее эффективной, во всяком случае, для котлов без воздухоподогревателей. Не исключено, что эта схема может оказаться перспективнее подмешивания нагретого воздуха также и для котлов с воздухоподогревателями.

Разработаны другие варианты подогрева охлажденных ниже точки росы в конденсационных теплоутилизаторах продуктов сгорания [342, 371, 373, 378].

В котельной для отопления теплицы [342] подогрев охлажденных ниже точки росы продуктов сгорания осуществляется в смесительной камере, установленной в канале отвода газов в атмосферу. Очевидно, что установка в канале отвода продуктов сгорания в атмосферу смесительной камеры с подключенной к ней газовой горелкой позволяет весь поток уходящих из котла продуктов сгорания направить в конденсационный поверхностный утилизатор и тем самым повысить его теплопроизводительность. Ряд разработанных конструкций горелочных устройств представлен в работах [343–346, 358].

В работе [371] для исключения конденсации в наружных газоходах и в дымовой трубе из газов оставшихся водяных паров, предложено повышение температуры до 65-70 °С отводимых газов производить в поверхностном теплообменнике, установленном после теплообменника–утилизатора теплоты продуктов сгорания на всасывающей стороне дымососа. При этом греющим теплоносителем в поверхностном теплообменнике служит сетевая вода из подающего трубопровода системы теплоснабжения.

На рис. 2.14 приведена схема котельной установки, реализующая предложенный способ повышения температуры охлажденных в утилизаторе теплоты газов. Основной поток вырабатываемого в котле 1 пара направляют в теплообменник 8 для подогрева до 110-120 °С сетевой воды. Нагретую до

требуемой температуры сетевую воду по подающему трубопроводу 9 тепло-сети направляют к тепловому потребителю. Образующийся в теплообменнике 8 конденсат греющего пара отводят в сборный бак 10.

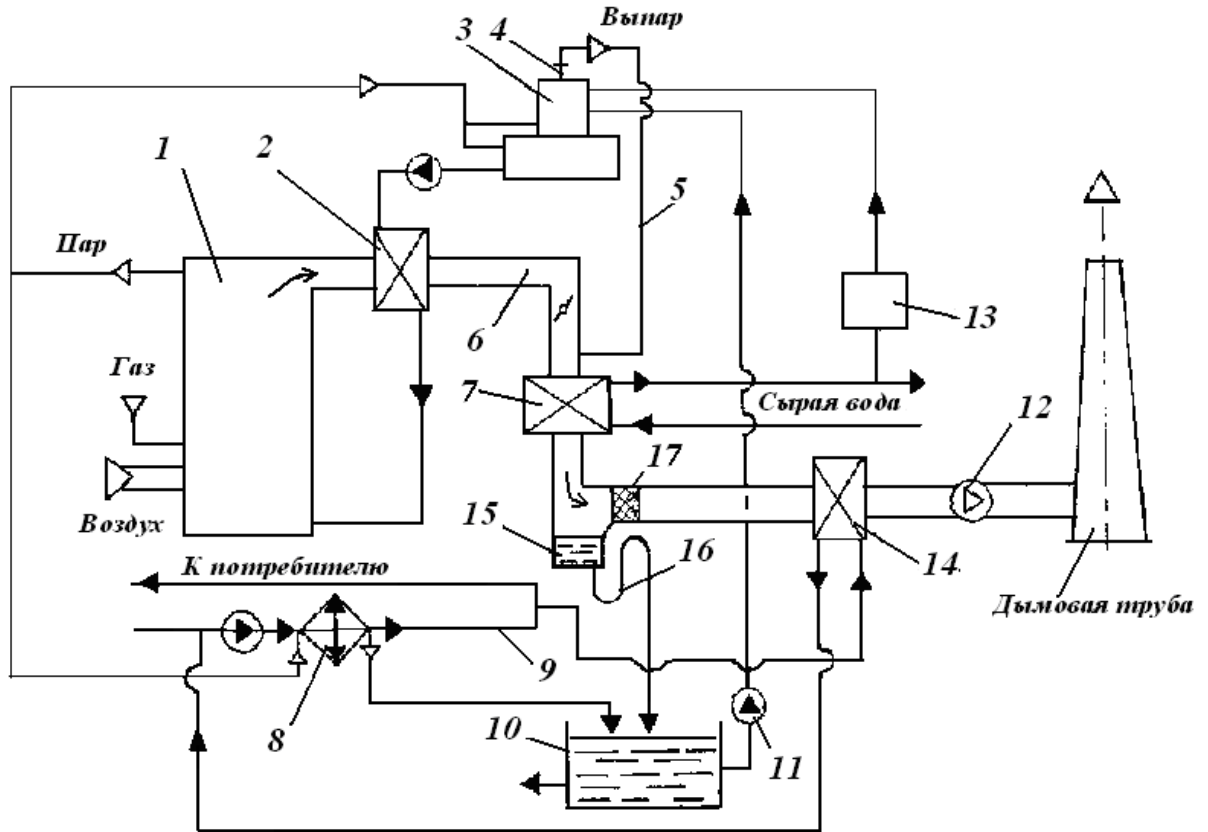


Рис. 2.14. Схема котельной установки:

1 – паровой котел; 2 – экономайзер подогрева питательной воды; 3 – деаэратор; 4 – патрубок; 5 – трубопровод; 6 – основной газоход; 7 – утилизатор теплоты; 8 – сетевой подогреватель; 9 – подающий трубопровод тепловой сети; 10 – сборный бак; 11 – насос подачи конденсата в деаэратор; 12 – дымосос; 13 – химводоочистка; 14 – поверхностный теплообменник; 15 – сборник конденсата; 16 – гидравлический затвор; 17 – каплеотделитель

В теплообменнике 14 газы подогреваются до 65-70 °С сетевой водой, поступающей из подающего трубопровода 9 системы теплоснабжения.

Исходная вода подогревается в КТ 7, проходит ХВО 13, деаэратор 3, водяной экономайзер 2 и подается в котел 1.

Выпар из деаэратора 3 по трубопроводу 5 направляется в газоход 6 перед конденсационным утилизатором теплоты 7. На наружной поверхности

труб утилизатора 7 выпар охлаждается, при этом из него конденсируются водяные пары. Конденсация водяных паров и орошение поверхности теплообменника 7 конденсатом дополнительно интенсифицирует теплообмен. Конденсат водяных паров выпара совместно с конденсатом водяных паров из газов отводится в бак 10. Из бака 10 общий поток конденсата насосом 11 подают в деаэратор 3.

В работе [373] подогрев до 65-70 °С охлажденных ниже точки росы в теплоутилизаторе продуктов сгорания природного газа предложено осуществлять в поверхностном теплообменнике, установленном в газоходе после утилизатора теплоты, вырабатываемым в котле водяным паром, а в работе [378] конденсатом греющего пара после подогревателя сетевой воды.

Преимущество предложенных технологических решений заключается в повышении тепловой мощности КТ за счет охлаждения ниже точки росы полного потока продуктов сгорания котельной установки.

2.6. Снижение выбросов оксидов азота за счет охлаждения уходящих газов котлоагрегата ниже точки росы

Наиболее экологически чистым видом топлива является природный газ. Однако концентрации оксидов азота в продуктах сгорания природного газа достаточно большие. В пересчете на диоксид могут достигать до 2,7 тонны за 1 час работы электростанции мощностью 1000 МВт [17].

Установка в котельных КТ приводит к снижению оксидов азота NO_x в отводимых в атмосферу газах, так как часть их переходит в образующийся в утилизаторе конденсат водяных паров. Однако понижение температуры охлажденных в КТ и отводимых в атмосферу газов отрицательно влияет на рассеивание NO_x в атмосферном воздухе.

Проведем анализ по концентрациям NO_x (C_{NO_x}) в атмосферном воздухе при охлаждении газов ниже точки росы в КТ и при работе котельной уста-

новки без КТ. Расчет выполним по формуле [48]:

$$C_{NO_x} = \frac{A \cdot M \cdot F \cdot m \cdot n \cdot \eta}{H^2 [V_{\Gamma} (t_{\Gamma} - t_{\text{н}})]^{1/3}}, \quad (2.20)$$

где A – климатический коэффициент; M – масса выбрасываемых в единицу времени NO_x , г/с; F – коэффициент, учитывающий скорость осаждения твердых частиц в воздухе; H – высота дымовой трубы, м; V_{Γ} – расход газов, м³/с; t_{Γ} и $t_{\text{н}}$ – температура газов и воздуха, °С; m , n – коэффициенты, учитывающие условия выхода газового потока из устья трубы; η – коэффициент учета рельефа местности.

Далее необходимо предварительно определить два вспомогательных параметра f и V_m :

$$f = \frac{10^3 v_0^2 D_0}{H^2 (t_{\Gamma} - t_{\text{н}})}; \quad (2.21)$$

$$V_m = 0,65 \left[\frac{V_{\Gamma} (t_{\Gamma} - t_{\text{н}})}{H} \right]^{1/3}, \quad (2.22)$$

где v_0 – скорость выхода потока газов из устья дымовой трубы, м/с; D_0 – диаметр устья трубы, м.

Значения m и n определяют по формулам:

$$m = 1 / (0,67 + 0,1f^{0,5} + 0,34f^{1/3}) \text{ при } f < 100;$$

$$m = 1,47/f^{1/3} \text{ при } f \geq 100;$$

$$n = 4,4V_m \text{ при } V_m \leq 0,5;$$

$$n = 0,522V_m^2 - 2,13V_m + 3,13 \text{ при } 0,5 < V_m \leq 2,0;$$

$$n = 1 \text{ при } V_m > 2,0.$$

На рис. 2.15, 2.16 приведены результаты вариантных расчетов для кирпичной трубы высотой 30 м. Для одного варианта расчетов $v_0 = 7$ м/с, для другого – $v_0 = 10$ м/с. Исходные данные: $D_0 = 1,0$ м; $A = 160$ (для Среднего

Поволжья) $F = 1$ (при сжигании газа); $\eta = 1$ (для равнинной местности). При работе котельной без конденсационного утилизатора расчет производился для двух значений температуры отводимых газов: $t_{\Gamma} = 130$ и 150 °С и $G'_{NO_x} = 0,2175$ г/м³, а с учетом работы утилизатора теплоты – для $t_{\Gamma} = 60; 70$ и 80 °С и при $G''_{NO_x} = 0,1551$ г/м³ (см. табл. 2.8). При этом рассмотрены невыгодные условия отвода газового потока и рассеивания оксидов азота в окружающем воздухе, так как в расчетах приняты максимальные значения концентраций NO_x в уходящих газах G''_{NO_x} и G'_{NO_x} при работе котла ДЕ-10-14 ГМ и минимальные значения скоростей выхода продуктов сгорания из дымовой трубы.

Установлено, что при установке в котельных КТ концентрация NO_x (C_{NO_x}) в атмосферном воздухе меньше, чем C_{NO_x} при работе котельной без КТ. Что справедливо для диапазона температур окружающего воздуха от -40 °С до $+20$ °С при $v_0 = 10$ м/с и в диапазоне температур от -40 °С до $+15$ °С при $v_0 = 7$ м/с [173, 197]. При этом фактические значения C_{NO_x} в воздухе для всех вариантов работы котельной не превышают предельно допустимой концентрации NO_x , равной для котельных $0,085$ мг/м³ [60].

$C_{NOx} \cdot 10^3, \text{ мг/м}^3$

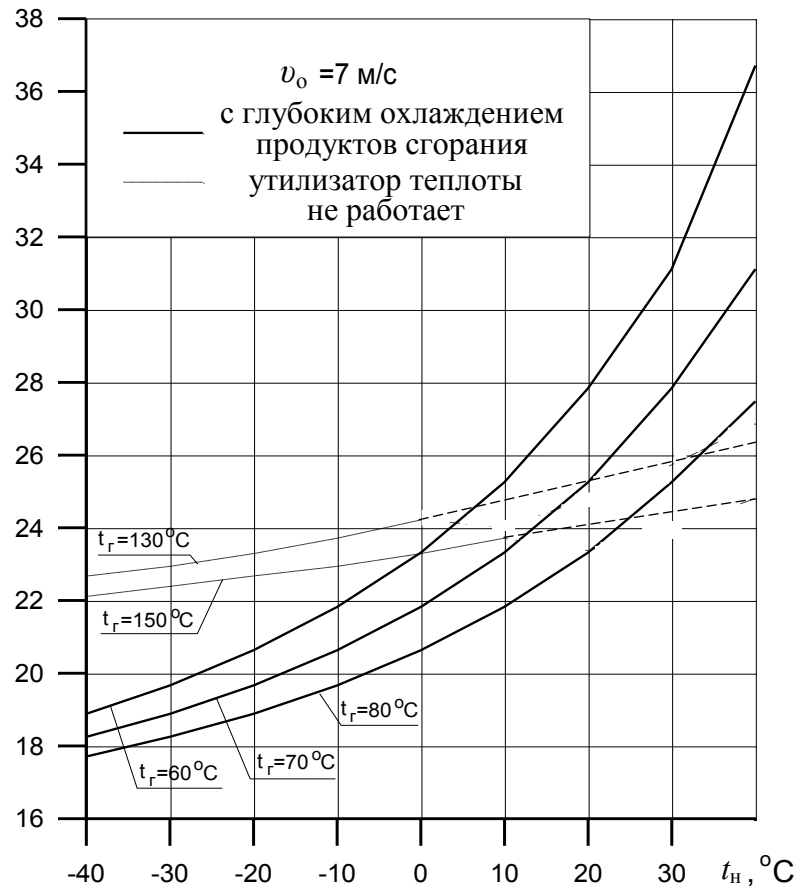


Рис. 2.15. Зависимость концентрации NO_x от температуры отводимых газов t_r и температуры наружного воздуха t_n

$C_{NOx} \cdot 10^3, \text{ мг/м}^3$

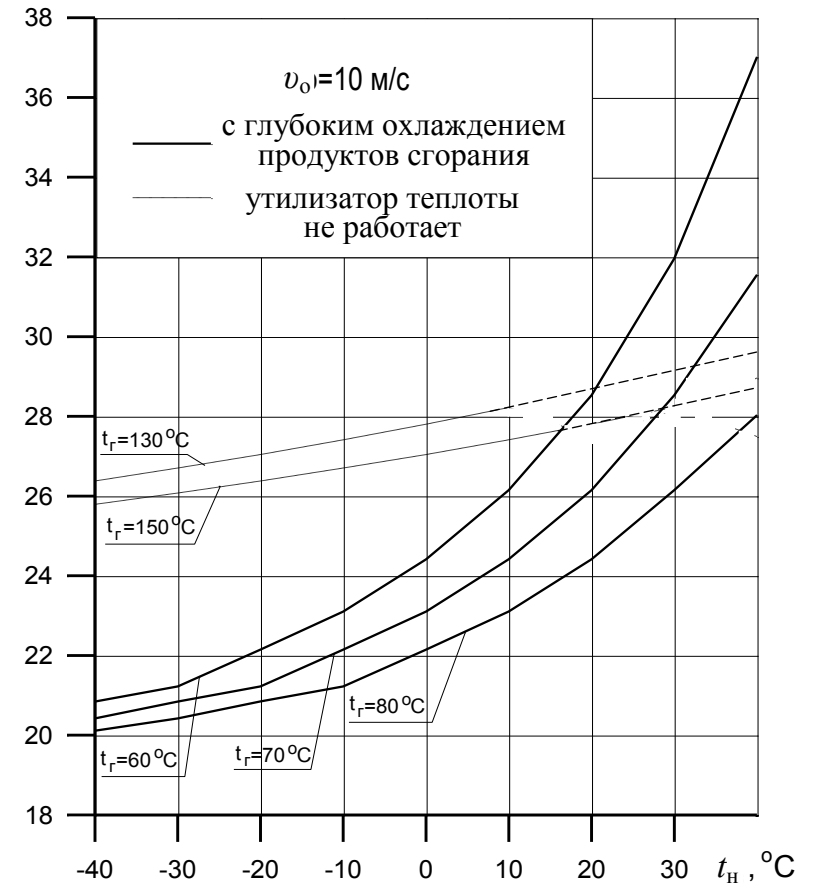


Рис. 2.16. Зависимость концентрации NO_x от температуры отводимых газов t_r и температуры наружного воздуха t_n

2.7. Выводы по главе 2

1. Для глубокого охлаждения продуктов сгорания природного газа за котлом ДЕ-10-14 ГМ ст. № 2 на Ульяновской ТЭЦ-3 внедрена теплоутилизационная установка.

Утилизатор теплоты предназначен для нагрева исходной воды перед ее подачей на химводоочистку и выполнен на базе биметаллического калорифера типа КСк-4-11-02 ХЛЗ Костромского калориферного завода. Конденсационная установка снабжена контрольно-измерительными приборами для определения расходов, температур и других теплофизических параметров работы КТ.

2. Натурные испытания КТ выполнялись при трех нагрузках котла ДЕ-10-14 ГМ 10; 8 и 6 т/ч в 1996 г. и 10; 9 и 8 т/ч в 1999 г. При каждой нагрузке котла устанавливались четыре режима работы утилизатора, определяемые расходом проходящих через него и соответственно по дополнительному газоходу продуктов сгорания. После проведения испытаний теплоутилизационная установка была введена в эксплуатацию.

3. Произведена математическая обработка результатов экспериментальных исследований конденсационного утилизатора теплоты. Определено, что при номинальной нагрузке котла ДЕ-10-14 ГМ тепловая мощность утилизатора составляет 0,48–0,52 МВт, а коэффициент использования топлива возрастает на 6,6–7,05%. Экономия химочищенной (обессоленной) воды равна 1730–1850 т/год. Коэффициент теплопередачи $k_{\text{КТ}}$ равен 60,0–66,6 Вт/(м²·К). Эти значения $k_{\text{КТ}}$ превышают числовые значения k при сухом теплообмене для чугунных экономайзеров ВТИ и ЦККБ в 4,6 и 4,8 раза.

4. Применение КТ поверхностного типа снижает содержание NO_x в потоке уходящих продуктов сгорания на 27–29%. При работе теплоутилизатора концентрация оксидов азота C_{NO_x} в атмосферном воздухе после рассеивания уходящих газов не превышает C_{NO_x} в случае работы котельной установки без КТ. Фактические значения C_{NO_x} в атмосферном воздухе не превышают пре-

дельно допустимой концентрации C_{NOx} (0,085 мг/м³).

5. Разработаны способы повышения температуры охлажденных в КТ продуктов сгорания при их отводе в окружающую среду (патенты на изобретения РФ №№ 2181939, 2556478). Предложено для повышения количества выделяющегося из уходящих продуктов сгорания конденсата и теплопроизводительности КТ направить в него весь поток уходящих из котла газов. При этом для исключения конденсации в наружных газоходах и в дымовой трубе водяных паров, оставшихся в уходящих газах после КТ, подогрев продуктов сгорания до температуры 65–70 °С предложено осуществлять сетевой водой из подающего трубопровода системы теплоснабжения в поверхностном теплообменнике, установленном в основном газоходе после теплоутилизатора на всасывающей стороне дымососа. Разработана схема подогрева охлажденных в КТ продуктов сгорания в смесительной камере с газовой горелкой, установленной в канале отвода газов в атмосферу.

Глава 3. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОБМЕНА ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ НИЖЕ ТОЧКИ РОСЫ

3.1. Безразмерное уравнение теплоотдачи для процесса конденсации водяных паров из парогазовой смеси в рекуперативном теплообменнике

Для установления вида безразмерного уравнения теплоотдачи в диссертационной работе применялся метод анализа размерностей [130, 162]. Основной работы явились опытные данные, полученные на Ульяновской ТЭЦ-3, а также и физические представления процесса теплообмена при условии конденсации водяных паров из парогазовой смеси. Было установлено, что коэффициент теплоотдачи поверхностного конденсационного теплообменника зависит от семи теплофизических параметров [165, 173, 174]:

$$\alpha = f(D, v, \rho, \mu, \lambda, c, W), \quad (3.1)$$

где α – коэффициент теплообмена (теплоотдачи); D – геометрический параметр; v – скорость движения потока парогазовой смеси; ρ , μ , λ и c – соответственно плотность, динамический коэффициент вязкости, коэффициент теплопроводности и удельная массовая теплоемкость парогазовой смеси; W – плотность орошения наружной поверхности газовойодяного рекуперативного теплообменного аппарата конденсатом водяных паров из парогазовой смеси.

Числовое значение теплофизических параметров (величин) в формуле (3.1) равно восьми: $n_1=8$.

Для применения метода анализа размерностей уравнение (3.1) запишем в форме:

$$\alpha = B D^a v^b \rho^m \mu^e \lambda^f c^n W^R. \quad (3.2)$$

Примем за основные размерности температуру парогазовой смеси Θ , массу M , время T и длину (характерный линейный размер) L . Далее параметры в уравнении (3.1) выражаем через размерности Θ , M , T и L , получаем:

$$\begin{aligned}
[\mu] &= MT^{-1}L^{-1}; \quad [\lambda] = LMT^{-3}\Theta^{-1}; \quad [c] = L^2T^{-2}\Theta^{-1}; \\
[\alpha] &= MT^{-3}\Theta^{-1}; \quad [\nu] = LT^{-1}; \quad [\rho] = ML^{-3}; \\
[D] &= L; \quad [W] = ML^{-2}T^{-1}.
\end{aligned}$$

Подставляя полученные выражения в выражение (3.2) для коэффициента теплоотдачи, получаем уравнение размерностей в следующей форме:

$$\begin{aligned}
MT^{-3}\Theta^{-1} &= BL^a(LT^{-1})^b(ML^{-3})^m(MT^{-1}L^{-1})^e \times \\
&\times (LMT^{-3}\Theta^{-1})^f(L^2T^{-2}\Theta^{-1})^n(ML^{-2}T^{-1})^R.
\end{aligned} \tag{3.3}$$

Из (3.3) получаем следующие уравнения для определения L , T , M и Θ соответственно:

$$\text{при } L \quad 0 = a + b - 3m - e + f + 2n - 2R; \tag{3.4}$$

$$\text{при } T \quad -3 = -b - e - 3f - 2n - R; \tag{3.5}$$

$$\text{при } M \quad 1 = m + e + f + R; \tag{3.6}$$

$$\text{при } \Theta \quad -1 = -f - n. \tag{3.7}$$

Далее, следуя процедуре метода анализа размерностей [131,162], принимаем за неизвестные показатели степени m , n и R и выражаем показатели a , b , e , f через m , n и R .

Из уравнения (3.7) получаем $f = 1 - n$. Значение для $f = 1 - n$ подставляем в уравнение (3.6), получаем $1 = m + e + 1 - n + R$. Тогда $e = n - m - R$. Далее значение $e = n - m - R$ и $f = 1 - n$ подставляем в уравнение (3.5), получаем уравнение для определения показателя степени b : $-3 = -b - n + m + R - 3 + 3n - 2n - R$. Или: $b = m$. Далее, подставляя значения для f , e и b в уравнение (3.4), имеем:

$$a + m - 3m - n + m + R + 1 - n + 2n - 2R = 0,$$

$$\text{Тогда} \quad a = m + R - 1.$$

С учетом соотношения $a = m + R - 1$ и (3.2), получаем:

$$\alpha = B \cdot D^{m+R-1} \cdot \nu^m \cdot \rho^m \cdot \mu^{n-m-R} \cdot \lambda^{1-n} \cdot c^n \cdot W^R. \quad (3.8)$$

Уравнение (3.8) представляем в форме:

$$\alpha = B \frac{D^m \nu^m \rho^m \mu^n c^n W^R D^R \lambda}{\mu^m \lambda^n \mu^R D}$$

или

$$\frac{\alpha D}{\lambda} = B \left(\frac{\nu D}{\mu / \rho} \right)^m \left(\frac{\mu / \rho}{\lambda / (c \rho)} \right)^n \left(\frac{W D}{\mu} \right)^R. \quad (3.9)$$

Получаем искомое уравнение в критериальной форме:

$$Nu = B Re^m Pr^n K^R. \quad (3.10)$$

Здесь $Nu = \alpha D / \lambda$; $Re = \nu D / \nu$, $Pr = \nu / a$; $K = W D / \mu$ – число Нуссельта и критерии Рейнольдса, Прандтля и орошения.

Неизвестными в безразмерном уравнении подобия (3.10) являются постоянная B и показатели степеней m , n и R при определяющих критериях Re , Pr , K . Неизвестные величины рассчитываются на основе использования экспериментальных данных.

Уравнение подобия содержит критерий орошения $K = W D / \mu$, что позволяет при выполнении расчетов устанавливать зависимость безразмерного коэффициента теплоотдачи $Nu = \alpha D / \lambda$ от плотности орошения W наружной поверхности рекуперативного теплообменника конденсатом водяных паров. При этом плотность орошения W связана со степенью охлаждения парогазовой смеси.

Отметим, что Берманом Л.Д. для случаев совместно протекающих процессов теплообмена и массообмена при испарении или конденсации водяного пара из парогазовой смеси было получено следующее критериальное уравнение [131]:

$$\bar{Nu} = f(Re, Pr, Ar, \pi_w).$$

Здесь безразмерный параметр $\pi_w = j_{п.с} \ell / \mu$ называется поперечным потоком массы. Для вынужденного движения парогазовой смеси уравнение Л.Д. Бермана совпадает с полученным в настоящей работе критериальным уравнением (3.9), что наряду с результатами экспериментальных исследований подтверждает справедливость выполненных выше математических преобразований.

3.2. Обобщение результатов опытных испытаний конденсационного теплообменника

Утилизатор теплоты – конденсационный теплообменник (КТ) представляет собой биметаллический калорифер КСк-4-11-02 ХЛЗ, выпущенный АО «Калориферный завод» (г. Кострома). Теплообменная поверхность калорифера КСк-4-11 со стороны продуктов сгорания равна $114,5 \text{ м}^2$, площадь живого сечения по газам составляет $0,685 \text{ м}^2$. Теплообменный аппарат имеет следующие габаритные размеры: $1727 \times 1076 \times 180 \text{ мм}$.

Теплообменный элемент аппарата КСк-4-11-02 ХЛЗ является биметаллической трубкой (рис. 3.1).

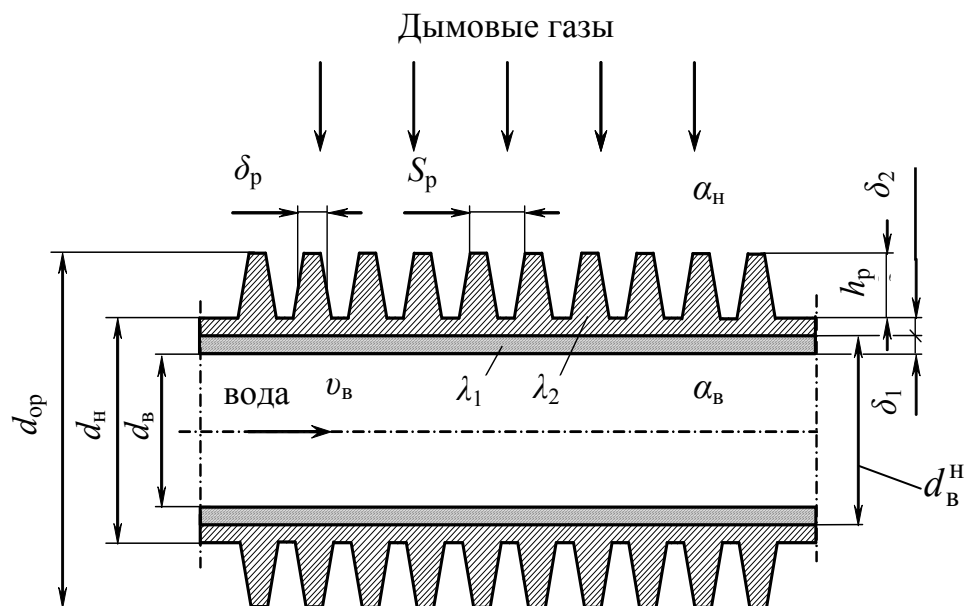


Рис. 3.1. Биметаллическая трубка калорифера КСк-4-11

Для повышения интенсивности процесса теплообмена пучок трубок скомпонован в шахматном порядке. Шаги трубок S_1 и S_2 составляют 41,5 мм и 36,0 мм соответственно.

Натурные испытания (экспериментальные исследования) конденсационного теплообменного аппарата, изготовленного на базе калорифера КСк-4-11, производились на Ульяновской ТЭЦ-3 два раза. Вначале испытания проводились для случая, когда пары деаэраторов направлялись в окружающую среду. В КТ направлялись уходящие продукты сгорания. Во втором случае в КТ направлялись газы и пары двух атмосферных деаэраторов типа ДСА-25. В результате математической обработки результатов экспериментальных исследований (натурных испытаний) были получены числовые значения коэффициентов теплопередачи $k_{кт}$ от продуктов сгорания к воде для конденсационного теплообменника–утилизатора. Числовые значения $k_{кт}$ приведены на рисунках 2.3, 2.9 и в таблицах 2.4–2.6, ПА.4–ПА.6.

Уравнение для коэффициента теплопередачи через двухслойную стенку (см. рис. 3.1) при отнесении теплового потока к наружной оребренной стенке запишем в виде [131, 173, 235]:

$$k_{кт} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{в}} \frac{F_2}{F_1} + \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right) \frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{\alpha_{н}}} . \quad (3.11)$$

Здесь $\alpha_{в}$ и $\alpha_{н}$ – коэффициент теплоотдачи на внутренней и наружной поверхности стенки, Вт/(м²·К); F_2 – наружная оребренная теплообменная поверхность; F_1 – внутренняя гладкая теплообменная поверхность (F_2/F_1 – коэффициент оребрения).

Так как $d_B^H/d_H=0,016/0,018=0,8889>0,5$, а суммой термических сопротивлений $\left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right) = 2,89 \cdot 10^{-5}$ (м²·К)/Вт можно пренебречь по сравнению с другими термическими сопротивлениями, то в дальнейших расчетах будем

использовать формулу для плоской стенки [131, 173, 235].

Трубка теплообменника (см. рис. 3.1) имеет следующие геометрические размеры: $d_b=13,6$ мм; $d_b^H=16$ мм; $d_H=18,0$ мм; $d_{op}=39,0$ мм; $h_p=10,5$ мм; $\delta_1=1,2$ мм; $\delta_2=1,0$ мм; $S_p=2,8$ мм; $\delta_p=0,55$ мм; $F_2/F_1=15,62$; $S_2/d_{op}=0,923$; $S_1/d_{op}=1,064$.

Для того, чтобы рассчитать α_n по уравнению (3.11) предварительно необходимо определить α_b . Дальнейшие расчеты выполнялись на основе результатов экспериментальных исследований, представленных на рис. 2.3 и в табл. 2.4–2.6. α_b зависит от числа Рейнольдса Re , которым определяется режим течения теплоносителя в трубках теплообменника. Для всех опытов режим течения воды является турбулентным ($v_b \approx 3$ м/с; $Re_b = 3 \cdot 0,0136 / (1 \cdot 10^{-6}) = 40800$, $\alpha_b = 10455$ Вт/(м²·К)). Значения коэффициентов теплопроводности λ_1 и λ_2 приняты равными 50 и 205 Вт/(м·К). Тогда расчетное уравнение для коэффициента теплоотдачи α_n от парогазовой смеси к наружной поверхности теплообменника будет иметь следующий вид

$$\alpha_n = \frac{1}{1/k_{кт} - 0,001944}. \quad (3.12)$$

Числовые значения для B и показателей степеней m , R и n при критериях подобия (см. уравнение (3.10)) определялись по [131, 235]. Показатель степени m при числе Рейнольдса определяется из уравнения (3.10), которое представим в виде

$$Nu = (B \cdot K^R \cdot Pr^n) \cdot Re^m. \quad (3.13)$$

Или

$$\lg Nu = \lg (B \cdot K^R \cdot Pr^n) + m \cdot \lg Re.$$

Последнее уравнение записываем в виде:

$$Y = C_1 + m \cdot X.$$

Таким образом, числовое значение показателя степени m можно определить с помощью графического представления опытных данных в координатах $\lg Nu = f_1(\lg Re)$ (см. рис. 3.2). Расчетное уравнение для показателя степени m записывается в следующем виде:

$$m = \operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}.$$

Результаты числовых расчетов приведены на рис. 3.3 и в табл. 3.1. Расчеты производились для скорости парогазовой смеси $1,0 \leq v \leq 4$ м/с. Теплофизические свойства уходящих газов равны: $\nu_r = 20,58 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $\lambda_r = 0,03072$ Вт/(м·К) для $t_r = 0,5(134+46) = 90^\circ\text{C}$ (см. табл. 2.4 – 2.6 и рис. 2.3).

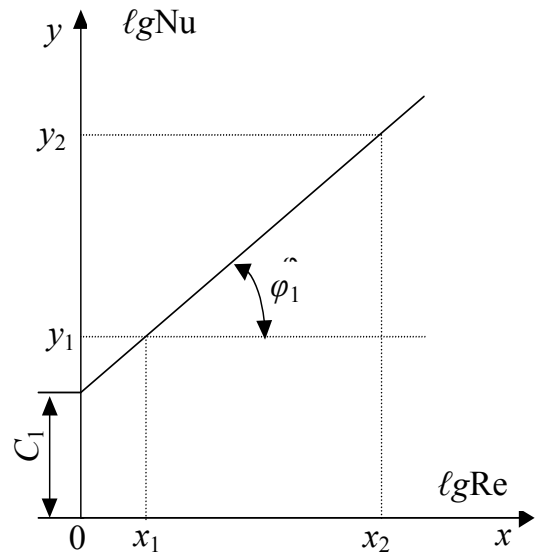


Рис. 3.2. Зависимость $\lg Nu = f_1(\lg Re)$

За определяющий линейный параметр (характерный линейный размер) при определении критерия Re и числа Nu принимался наружный диаметр теплообменной трубки калорифера $d_H = 0,018$ м (18,0 мм), так как $\alpha_B \gg \alpha_H$. Значение показателя степени m равно (см. рис. 3.3):

$$m = \frac{1,644 - 1,444}{3,575 - 2,94} = 0,315.$$

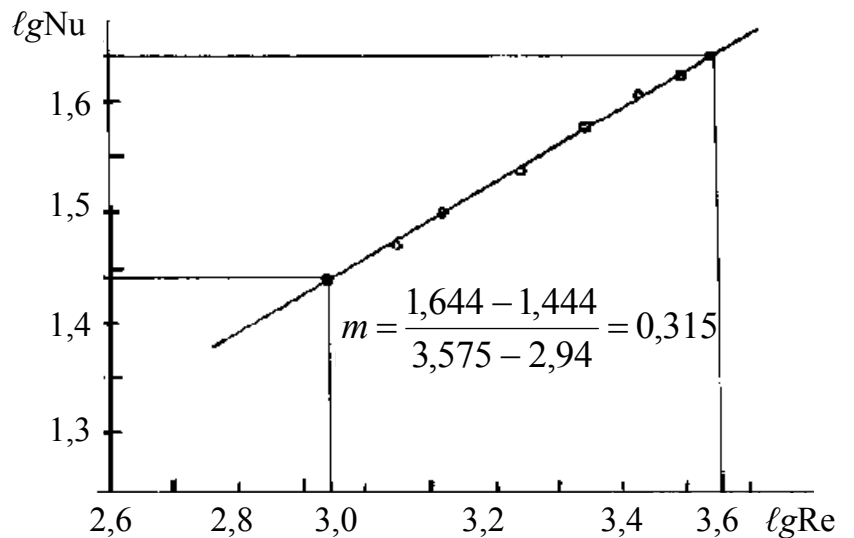


Рис. 3.3. Зависимость $\lg Nu$ от $\lg Re$:
 $\lambda_r = 0,03072$ Вт/(м·К); $\nu_r = 20,58 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $t_r = 90^\circ\text{C}$

Результаты расчетов значений Re и Nu для определения показателя степени m по уравнению: $\lg Nu = m \cdot \lg Re$

$u_r, \text{ м/с}$	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
Re	875	1093	1312	1749	2187	2623	3061	3498
$\lg Re$	2,942	3,052	3,118	3,243	3,34	3,419	3,486	3,544
$k_{\text{КТ}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	43,44	45,94	48,59	53,44	57,19	60,78	63,28	65,62
$\alpha_n, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	47,45	50,46	53,66	59,64	64,34	668,92	72,16	75,22
Nu	27,81	29,56	31,44	34,95	37,70	40,39	42,29	44,08
$\lg Nu$	1,444	1,471	1,498	1,543	1,576	1,606	1,626	1,644

Аналогично поступаем и при определении показателя степени R при критерии орошения K . Уравнение (3.10) записываем в виде:

$$\frac{Nu}{Re^m} = (B \cdot Pr^n) \cdot K^R. \quad (3.14)$$

Далее

$$\lg \frac{Nu}{Re^m} = \lg (B \cdot Pr^n) + R \cdot \lg K.$$

Тогда

$$\lg \frac{Nu}{Re^m} = \eta, \lg K = \xi, \lg (B \cdot Pr^n) = C_2,$$

$$\eta = C_2 + R \cdot \xi. \quad (3.15)$$

$$\lg \frac{Nu}{Re^m} = f_2(\lg K) \quad (\text{рис. 3.4}).$$

Показатель степени R :

$$R = \operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{\eta_2 - \eta_1}{\xi_2 - \xi_1}.$$

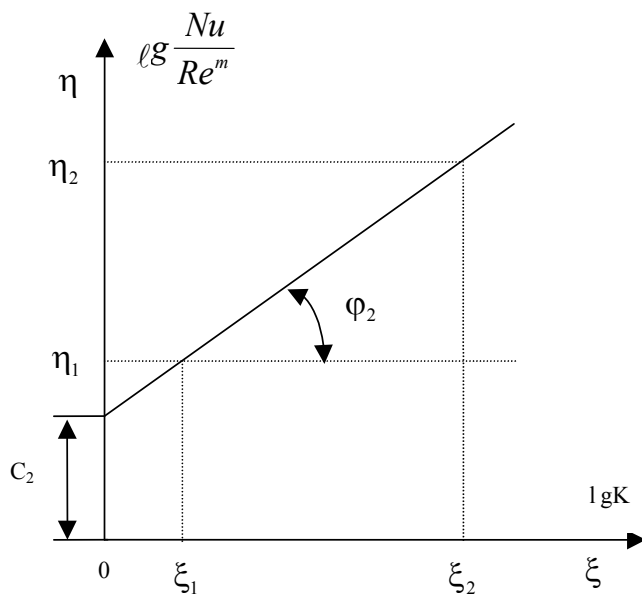


Рис. 3.4. Зависимость

$$\lg \frac{Nu}{Re^m} = f_2(\lg K)$$

График зависимости

$\lg \frac{Nu}{Re^m} = f_2(\lg K)$ представлен на рис. 3.5. Расчеты проводились для $2,2 \leq W \leq 4,0$ кг/(м²·ч) (см. табл. 3.2). $Re=2187$, что соответствует скорости продуктов сгорания $v_r=2,5$ м/с. Параметры рабочего тела вычислялись при средней $t_r=90$ °С.

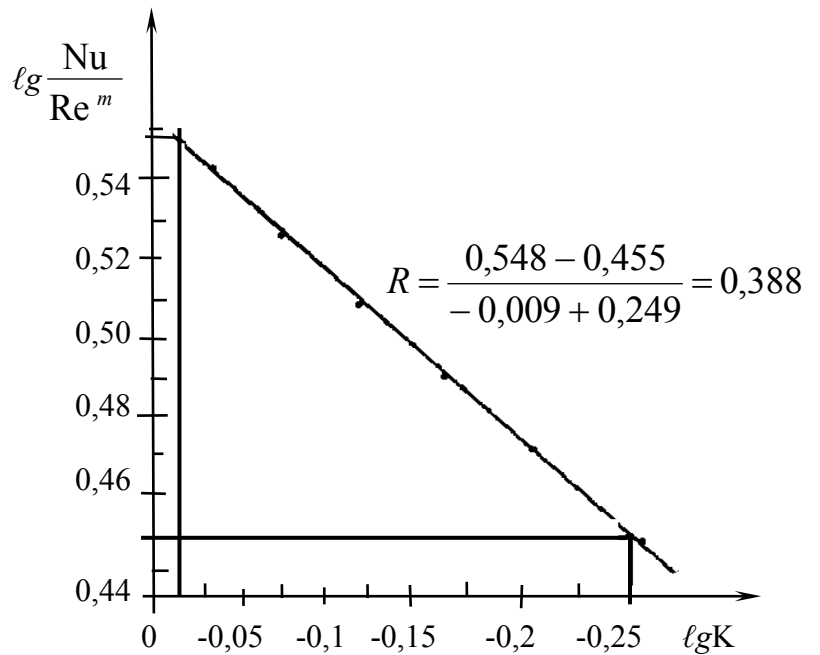


Рис. 3.5. Зависимость $\lg \frac{Nu}{Re^m}$ от $\lg K$:

$t_r=90$ °С; $v_r=20,58 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda_r=0,03072$ Вт/(м·К);
 $\rho_r=0,9739$ кг/м³; $\mu_r=20,04 \cdot 10^{-6}$ кг/(м·с)

Таблица 3.2

Результаты расчетов для определения показателя степени R по уравнению $\lg \frac{Nu}{Re^m} = R \lg K$: $v_r = 20,58 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda_r = 0,03072$ Вт/(м·К); $\rho_r = 0,9739$ кг/м³; $\mu_r = 20,04 \cdot 10^{-6}$ кг/(м·с)

W , кг/(м ² ·ч)	2,2	2,5	2,8	3,1	3,4	3,7	4,0
v_r , м/с	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
$Re = v_r d_H / \nu$	2187	2187	2187	2187	2187	2187	2187
Re^m	11,27	11,27	11,27	11,27	11,27	11,27	11,27
$k_{кт}$, Вт/(м ² ·К)	49,91	51,72	53,53	55,34	57,15	58,96	60,08
α_H , Вт/(м ² ·К)	55,27	57,5	59,75	62,01	64,29	66,59	68,03
$Nu = \alpha_H d_H / \lambda_r$	32,38	33,69	35,01	36,33	37,67	39,02	39,86
Nu / Re^m	2,8731	2,9894	3,1065	3,2236	3,3425	3,4623	3,5368
$\lg(Nu / Re^m)$	0,4583	0,4756	0,4923	0,5083	0,5241	0,5394	0,5486
$K = W d_H / (3600 \cdot \mu_r)$	0,5489	0,6238	0,6986	0,7734	0,8483	0,9231	0,998
$\lg K$	-0,2605	-0,205	-0,1558	-0,1116	-0,0715	-0,0347	-0,0009

Получаем следующее значение для показателя степени R при критерии орошения K :

$$R = \frac{0,548 - 0,455}{-0,009 + 0,249} = 0,3875.$$

Окончательно принимаем: $R=0,388$.

Числовое значение показателя степени n при критерии Прандтля ($Pr=0,50-1,00$) принимаем равным $2/3$ [130, 165, 235].

Формулу (3.10) можно записать в критериальном виде:

$$Nu = B \cdot Re^{0,315} \cdot K^{0,388} \cdot Pr^{2/3}. \quad (3.16)$$

Из (3.16) рассчитывается коэффициент B

$$B = \frac{Nu}{Re^{0,315} \cdot K^{0,388} \cdot Pr^{2/3}}.$$

Для значений $Nu=36,33$; $Re=2187$; $K=0,7734$; $Pr=0,693$ (см. табл. 3.2):
получаем:

$$B = \frac{36,33}{2187^{0,315} \cdot 0,7734^{0,388} \cdot 0,693^{2/3}} = \frac{36,33}{11,27 \cdot 0,9051 \cdot 0,7831} = 4,548.$$

Принимаем $B = 4,55$, тогда:

$$Nu_{ж,d} = 4,55 \cdot Re_{ж,d}^{0,315} \cdot K_{ж,d}^{0,388} \cdot Pr_{ж}^{2/3}. \quad (3.17)$$

При вычислении Nu по формуле (3.17) за определяющий размер при расчете критериев Re и K принимается внешний диаметр теплообменной трубки. Скорость газов при определении $Re_{ж,d}$ рассчитывается по живому сечению шахматного пучка трубок. За расчетную температуру принимается средняя температура парогазовой смеси.

В табл. 3.3 приведены результаты расчетов по критериальному уравнению (3.17) для проверки согласованности с опытными данными (см. табл. 2.4–2.6 и табл. 3.1).

**Результаты расчетов α_n по критериальному уравнению (3.17)
и их сопоставление с данными натурального эксперимента (α_T)**

№ п/п	ν , м/с	W , кг/(м ² ·ч)	$Re_{ж,d}$	$K_{ж,d}$	α_n , Вт/(м ² ·К)	α_T , Вт/(м ² ·К)	Относит. погреш- ность δ , %
1	0,371	2,54	902	0,8588	43,80	47,45	+7,69
2	1,0	2,542	1199	0,6342	47,52	49,43	+3,86
3	2,0	3,1	1749	0,7735	57,80	59,64	+3,09
4	2,5	3,1	2187	0,7725	62,02	64,34	+3,61
5	3,78	3,982	3306	0,9935	77,82	76,51	-1,72
6	4	4,0	3499	0,998	79,38	77,03	-3,05

Примечание: для 1-ой строки табл. 3.3 при вычислении Re и Pr параметры рабочего тела принимались при $t_f=83$ °С.

Анализ представленных в табл. 3.3 числовых значений α_n и α_T позволяет сделать вывод: расчетные данные по уравнению $Nu_{ж,d} = 4,55 \cdot Re_{ж,d}^{0,315} K_{ж,d}^{0,388} \cdot Pr_{ж,d}^{2/3}$ удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными. Уравнение (3.17) получено при $875 \leq Re \leq 3500$; $0,55 \leq K \leq 1,0$; $0,5 \leq Pr \leq 1,0$.

3.3. Методика теплового расчета конденсационного теплообменника (КТ) поверхностного типа

Задачей расчета является: установление теплопроизводительности КТ, определение расхода подогреваемого теплоносителя и геометрических параметров конденсационного теплообменника.

Для выполнения теплового расчета должны быть заданы следующие величины: теплопроизводительность котла Q_K , МВт (ккал/ч); α_{yx} – коэффициент избытка воздуха в уходящих продуктах сгорания; η_K^H – КПД котла по низшей теплоте сгорания; температура газов t'_{yx} и t''_{yx} , °С и температура подогреваемой среды (воды) на входе в теплообменник и на выходе из него со-

ответственно – t_{B1} и t_{B2} , °С.

Последовательность расчета.

1. Рассчитывают расход уходящих продуктов сгорания на входе в теплообменник при нормальных физических условиях V'_H , м³/ч, по формуле [14] (через КТ пропускается полный поток газов):

$$V'_H = (0,135 + 1,132 \alpha_{yx}) Q_K / (10^3 \eta_K). \quad (3.18)$$

2. Производят пересчет объемного расхода уходящих продуктов сгорания на входе в теплообменник к расходу при рабочих условиях

$$V'_{yx} = V'_H \frac{t'_{yx} + 273}{273}, \quad (3.19)$$

где V'_{yx} – рабочий (действительный) объем дымовых газов на входе в теплообменник, м³/ч.

3. Определяют расход уходящих продуктов сгорания на выходе из теплообменника V''_{yx} , м³/ч:

$$V''_{yx} = V'_H \frac{t''_{yx} + 273}{273}. \quad (3.20)$$

4. Рассчитывают средний объемный расход уходящих продуктов сгорания при рабочих условиях V_{cp} , м³/с:

$$V_{cp} = \frac{V'_{yx} + V''_{yx}}{2} \cdot \frac{1}{3600}. \quad (3.21)$$

5. Производят пересчет объемного расхода уходящих продуктов сгорания в массовый расход G_r , кг/ч:

$$G_r = V'_H \cdot \rho_H. \quad (3.22)$$

Здесь $\rho_H = 1,295$ кг/м³ – плотность продуктов сгорания при нормальных условиях.

6. Определяют энтальпию уходящих продуктов сгорания на входе в

теплообменник I'_{yx} , кДж/кг:

$$I'_{yx} = (c_{с.г.} + c_{в.п.} X'_{yx}) t'_{yx} + 2491 X'_{yx}. \quad (3.23)$$

Здесь $c_{с.г.}$ – теплоемкость сухих продуктов сгорания, кДж/(кг·К); $c_{в.п.}$ – теплоемкость водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания, кДж/(кг·К); X'_{yx} – влагосодержание продуктов сгорания на входе в теплообменник, кг/кг с.г. (рассчитывается по (2.3)).

7. Энтальпия газов на выходе из теплообменника I''_{yx} , кДж/кг:

$$I''_{yx} = (c_{с.г.} + c_{в.п.} X''_{yx}) t''_{yx} + 2491 X''_{yx}, \quad (3.24)$$

где X''_{yx} – влагосодержание продуктов сгорания, кг/кг с.г. (см. (2.4)).

8. Рассчитывают теплопроизводительность конденсационного теплоутилизатора $Q_{КТ}$, кДж/ч:

$$Q_{КТ} = G_{г.} (I'_{yx} - I''_{yx}). \quad (3.25)$$

Теплопроизводительность теплообменника–утилизатора $Q_{КТ}$ может быть определена по формуле (2.2).

9. Расход подогреваемого теплоносителя (воды) $G_{в.}$, кг/ч:

$$G_{в.} = \frac{Q_{КТ}}{c_{в.} (t_{в.2} - t_{в.1})}, \quad (3.26)$$

где $c_{в.}$ – удельная массовая теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

10. Среднегеометрический температурный напор теплоносителей в теплообменнике:

$$\Delta t_{\delta} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{М}}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{М})}, \quad (3.27)$$

где $\Delta t_{\delta} = t'_{yx} - t_{в.2}$; $\Delta t_{М} = t''_{yx} - t_{в.1}$.

11. Определяют коэффициент теплопередачи конденсационного поверхностного теплообменника $k_{КТ}$, Вт/(м²·К), по формуле для плоской стенки:

$$k_{\text{КТ}} = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{г.пр.}}} + \sum_{i=1}^m \frac{\delta_{\text{ст}i}}{\lambda_{\text{ст}i}} + \frac{1}{\alpha_{\text{В}}} \right)^{-1}. \quad (3.28)$$

Здесь основные обозначения такие же, как и для параметров, приведенных в формуле (3.11). $\alpha_{\text{г.пр.}}$ – приведенный коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к стенке теплообменника, Вт/(м²·К). $\alpha_{\text{г.пр.}}$ определяется по формуле (3.17), в которую входит критерий орошения $K=W \cdot d_{\text{н}}/\mu$.

Плотность орошения равна: $W=G_{\text{к}}/F_{\text{КТ}}$. Здесь $G_{\text{к}}$ – расход конденсата водяных паров, выделяющегося из газов (см. п. 4.1).

12. Определяют поверхность теплообмена конденсационного поверхностного теплообменника $F_{\text{КТ}}$, м²:

$$F_{\text{КТ}} = Q_{\text{КТ}} / (k_{\text{КТ}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}). \quad (3.29)$$

Расчет $F_{\text{КТ}}$ производят методом последовательных приближений [172, 173].

13. Рассчитывают общее количество ребристых труб $N_{\text{КТ}}$, число рядов труб $Z_{\text{КТ}}$ и высоту теплообменника $H_{\text{КТ}}$, м²:

$$N_{\text{КТ}} = F_{\text{КТ}} / f_{\text{ТР}}; \quad (3.30)$$

$$Z_{\text{КТ}} = N_{\text{КТ}} / n_{\text{ТР}}; \quad (3.31)$$

$$H_{\text{КТ}} = d_{\text{ор}} \cdot Z_{\text{КТ}}. \quad (3.32)$$

Здесь $f_{\text{ТР}}$ – теплообменная поверхность одной ребристой трубы, м²; $n_{\text{ТР}}$ – количество труб в одном ряду теплообменного аппарата.

3.4. Методика теплового расчета КТ контактного типа с пассивной насадкой

Тепловой расчет КТ контактного типа производят для установления: теплопроизводительности установки по заданному расходу и параметрам продуктов сгорания на входе в теплоутилизатор и на выходе из него; количества нагреваемого теплоносителя (воды) и его температуру подогрева; разме-

ров контактной камеры: сечение, теплообменную поверхность, объем и высоту пассивной насадки.

Последовательность расчета.

1. Определяют объемный расход уходящих продуктов сгорания при нормальных физических условиях V_H , м³/ч, [14]:

$$V_H = (0,135 + 1,132\alpha_{yx})Q_k / (10^3 \eta_k^H). \quad (3.33)$$

Здесь α_{yx} – коэффициент избытка воздуха в уходящих продуктах сгорания; Q_k – полезная мощность (теплопроизводительность) котлоагрегата, ккал/ч; η_k^H – КПД котлоагрегата по низшей теплоте сгорания топлива (природного газа).

2. Рассчитывают полезную теплопроизводительность контактного теплообменника (экономайзера) $Q_{кз}$, ккал/ч:

$$Q_{кз} = V_H \left[0,33(t_H - t_{yx}) + 435 \frac{X_H - X_{yx}}{0,6 + X_H} \right]. \quad (3.34)$$

Здесь t_H и t_{yx} – температура парогазовой смеси (уходящих продуктов сгорания) на входе в установку и на выходе из нее, °С; X_H и X_{yx} – влагосодержание парогазовой смеси на входе в установку и на выходе из нее соответственно, кг/кг с.г.

X_H – находится по формуле (2.3), а X_{yx} – по (2.4).

3. Находят температуру мокрого термометра t_m , °С, [284] или по графикам [14, рис. I-4].

4. Принимают температуру воды $t_{в2}$ на выходе из КТ на 4–6 °С ниже t_m [14, 284].

Оптимальная температура нагревания воды в КТ [14]:

$$\vartheta_2^{opt} + 273 = m + 0,347T_0. \quad (3.35)$$

Здесь T_0 – температура окружающей среды, К; m – коэффициент, равный 218,0; 223,0 и 227,0 соответственно для значений температуры газов на входе в установку 150,0; 250,0 и 450,0 °С.

Для КТ с промежуточным теплообменником $T_0=(273+t'_B)/(273+t''_B)$.

5. Находят расход нагреваемого теплоносителя, орошающего пассивную насадку контактной камеры, т.е. расход нагреваемой воды, используя уравнение теплового баланса G_{op} , кг/ч:

$$G_{op}=Q_{кэ}/[c_B(t_{B2}-t_{B1})], \quad (3.36)$$

где c_B – удельная массовая теплоемкость нагреваемого теплоносителя при средней температуре, ккал/(кг·°С); для воды $c_B=1,0$ ккал/(кг·°С) в пределах $5 < t_B < 80$ °С; t_{B2} , t_{B1} – температура нагреваемого теплоносителя соответственно на выходе из контактной камеры установки и на входе в нее, °С.

6. Определяют расход уходящих продуктов сгорания при рабочих условиях

$$V_{t_H} = V_H \frac{t_H + 273}{273}. \quad (3.37)$$

Здесь V_{t_H} – расход газов на входе в установку при рабочих условиях, м³/ч.

7. Определяют расход сухих продуктов сгорания при нормальных физических условиях $V_H^{с.г.}$, м³/ч:

$$V_H^{с.г.} = V_H \frac{V_{с.г.}^0 \alpha_{yx}}{V_{с.г.}^0 \alpha_{yx} + V_{H_2O}}, \quad (3.38)$$

где $V_{с.г.}^0$ – объем сухих продуктов сгорания при $\alpha=1,0$, м³ с.г./м³ газа; V_{H_2O} – объем водяных паров в продуктах сгорания, м³ H₂O/м³ газов.

8. Определяют массовый расход сухих продуктов сгорания

$$G_{с.г.} = V_H^{с.г.} \rho_{с.г.}, \quad (3.39)$$

где $\rho_{с.г.}$ – плотность сухих продуктов сгорания, кг/м³.

9. Рассчитывают коэффициент орошения пассивной насадки контактной камеры нагреваемым теплоносителем B , кг/кг:

$$B = \frac{G_{op}}{G_{с.г.}}. \quad (3.40)$$

10. Определяют поперечное сечение пассивной насадки контактной ка-

меры установки $\Omega_{\text{кк}}$, м²:

$$\Omega_{\text{кк}} = \frac{V_{t_{\text{н}}}}{W_{\text{г}}}, \quad (3.41)$$

где $W_{\text{г}}$ – скорость движения продуктов сгорания в контактной камере установки, м/с.

Рекомендуемые значения скорости движения $W_{\text{г}}$ в зависимости от плотности орошения L пассивной насадки приведены в [14].

11. Находят плотность орошения пассивной насадки контактной камеры установки L , м³/(м²·ч):

$$L = \frac{G_{\text{оп}}}{\Omega_{\text{кк}} \rho}, \quad (3.42)$$

где ρ – плотность орошающего теплоносителя (воды) при средней температуре, кг/м³.

12. Рассчитывают среднелогарифмический температурный напор теплоносителя в утилизаторе контактного типа

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}})}, \quad (3.43)$$

где $\Delta t_{\delta} = t_{\text{н}} - t_{\text{в2}}$; $\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{yx}} - t_{\text{в1}}$.

13. Находят требуемую теплообменную поверхность контактной камеры утилизатора контактного типа $F_{\text{кк}}$, м²:

$$F_{\text{кк}} = \frac{Q_{\text{кэ}}}{k_{\text{Ф}} \Delta t_{\text{ср}} \varphi}. \quad (3.44)$$

Здесь $k_{\text{Ф}}$ – поверхностный коэффициент теплопередачи пассивной насадки, ккал/(м²·ч·°С); φ – степень смачивания пассивной насадки нагреваемым теплоносителем (водой).

$$k_{\text{Ф}} = \frac{k_{\text{V}}}{f},$$

где k_{V} – объемный коэффициент теплопередачи насадки, ккал/(м³·ч·°С); f – поверхность насадки в единице объема, м²/м³. Числовые значения k_{V} и f приведены в [14].

Для контактных аппаратов с пассивной насадкой, работающих при температуре продуктов сгорания на входе в установку порядка 100 °С и влагосодержанием около 0,10 кг/кг с.г. при L до 10 м³/(м²·ч) и W_{Γ} до 1,5 м/с, расчет поверхностного коэффициента теплопередачи пассивной насадки можно производить по формуле Н.М. Жаворонкова:

$$K_i = 0,01 \text{Re}_{\Gamma}^{0,7} \text{Re}_B^{0,7} \text{Pr}_{\Gamma}^{0,33}. \quad (3.45)$$

$$K_i = k_F d_{\Gamma} / \lambda_{\Gamma},$$

где d_{Γ} – гидравлический диаметр теплообменного элемента насадки, м; λ_{Γ} – коэффициент теплопроводности влажных продуктов сгорания, ккал/(м·ч·°С);

$$\text{Re}_{\Gamma} = \frac{W_{\Gamma} \cdot d_{\Gamma}}{\nu_{\Gamma}} \text{ – критерий Рейнольдса для продуктов сгорания,}$$

где ν_{Γ} – кинематический коэффициент вязкости продуктов сгорания при средней температуре в насадке, м²/с.

$$\text{Re}_B = \frac{W_B \cdot d_B}{\nu_B} \text{ – критерий Рейнольдса для воды,}$$

где W_B – скорость движения воды в насадке, м/с; ν_B – кинематический коэффициент вязкости воды, м²/с.

$$\text{Pr}_{\Gamma} = \frac{\nu_{\Gamma}}{a_{\Gamma}} \text{ – критерий Прандтля для газов.}$$

В [35] формула Н.М. Жаворонкова приведена в следующем виде:

$$k_F = 7,1 W_{\Gamma}^{0,7} L^{0,7}. \quad (3.46)$$

14. Рассчитывают объем пассивной насадки $V_{\text{нас.}}$, м³, и высоту слоя насадки $H_{\text{нас.}}$, м:

$$V_{\text{нас.}} = \frac{F_{\text{кк}}}{f};$$

$$H_{\text{нас.}} = V_{\text{нас.}} / \Omega_{\text{кк.}}$$

3.5. КПД котлов и конденсационных теплоутилизаторов

Тепловая эффективность теплоутилизационной установки возрастает с увеличением расхода нагреваемого теплоносителя (воды), который может значительно превышать потребность котлоагрегата в добавочной химически очищенной воде. Поэтому теплоутилизатор можно рассматривать как самостоятельный теплообменный аппарат, получающий теплоту извне посредством теплоносителя, которым являются уходящие продукты сгорания. Поэтому считают, что при работе котлоагрегата с теплоутилизатором повышается к.и.т. котельной установки и в такой же степени (условно) – КПД котлоагрегата.

Тепловой баланс котлоагрегата, работающего на горючем газе, по Q_B^c , ккал/м³ (кДж/м³), можно выразить уравнением [14, 298]

$$Q_B^c = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_5. \quad (3.47)$$

Или

$$1 = q_1 + q_2 + q_3 + q_5. \quad (3.48)$$

а) для энергетических и других паровых котлов (без учета физической теплоты топлива и воздуха, а также без учета продувки котла) количество полезно воспринятой теплоты равно:

$$Q_1 = D_{\text{пе}} (h_{\text{п.п.}} - h_{\text{п.в.}}) / B, \quad (3.49)$$

где $D_{\text{пе}}$ – паропроизводительность котла, кг/ч; B – расход топлива, м³/ч; $h_{\text{п.п.}}$, $h_{\text{п.в.}}$ – энтальпия перегретого пара и питательной воды, ккал/кг;

б) для водогрейных котлов

$$Q_1 = Q_k / B, \quad (3.50)$$

где Q_k – теплопроизводительность котла, ккал/ч.

1. Для котельных установок без конденсационных теплоутилизаторов-экономайзеров КПД котла по Q_B^c

$$\eta_k^B = Q_1 / Q_B^c = Q_k / (B \cdot Q_B^c). \quad (3.51)$$

2. Для котельных установок с КТ (если считать КТ элементом котлоагрегата) расход полезной теплоты равен:

$$Q_1^* = Q_1 + Q_{\text{КТ}} = Q_{\text{к}} / B + Q_{\text{КТ}} / B. \quad (3.52)$$

Здесь $Q_{\text{КТ}}$ – теплопроизводительность теплоутилизатора-экономайзера, ккал/ч.

При нагревании воды

$$Q_{\text{КТ}} = G_{\text{В}} c_{\text{В}} (t_{\text{В}2} - t_{\text{В}1}), \quad (3.53)$$

где $G_{\text{В}}$ – расход воды, кг/ч; $c_{\text{В}}$ – теплоемкость воды, $c_{\text{В}} = 1$ ккал/(кг·°С).

Таким образом, для паровых котлов

$$Q_1^* = D_{\text{пс}}(i_{\text{п.п.}} - i_{\text{п.в.}}) / B + G_{\text{В}} c_{\text{В}} (t_{\text{В}2} - t_{\text{В}1}) / B. \quad (3.54)$$

С другой стороны, по определению КПД

$$Q_1^* = Q_{\text{В}}^{\text{с}} \cdot \eta_{\text{к+КТ}}^{\text{в}}, \quad (3.55)$$

где $\eta_{\text{к+КТ}}^{\text{в}}$ – суммарный (условный) КПД котла с КТ по $Q_{\text{В}}^{\text{с}}$, т.е.

$$Q_{\text{В}}^{\text{с}} \cdot \eta_{\text{к+КТ}}^{\text{в}} = D_{\text{пс}}(i_{\text{п.п.}} - i_{\text{п.в.}}) / B + G_{\text{В}} c_{\text{В}} (t_{\text{В}2} - t_{\text{В}1}) / B. \quad (3.56)$$

Сопоставив уравнения (3.56) и (3.51), получим

$$\eta_{\text{к+КТ}}^{\text{в}} = \eta^{\text{в}} + \Delta \eta_{\text{КТ}}^{\text{в}}; \quad (3.57)$$

$$\Delta \eta_{\text{КТ}}^{\text{в}} = Q_{\text{КТ}} / (B Q_{\text{В}}^{\text{с}}) = G_{\text{В}} c_{\text{В}} (t_{\text{В}2} - t_{\text{В}1}) / (B Q_{\text{В}}^{\text{с}}), \quad (3.58)$$

где $\Delta \eta_{\text{КТ}}^{\text{в}}$ – увеличение к.и.т. котельной при установке КТ.

По аналогии с (3.51) получаем формулу для КПД теплоутилизатора-экономайзера:

$$\eta_{\text{КТ}}^{\text{в}} = Q_{\text{КТ}} / (B I_{\text{уХ}}), \quad (3.59)$$

где $I_{\text{уХ}}$ – энтальпия уходящих газов перед КТ, ккал/м³.

$$I_{\text{уХ}} = Q_2 + I_{\text{ХВ}}; \quad (3.60)$$

$$Q_2 = I_{\text{уХ}} - I_{\text{ХВ}}, \quad (3.61)$$

где I_{XB} – энтальпия холодного дутьевого воздуха, подаваемого в топку котла на горение, ккал/м³ (считаем, что уходящие газы в окружающей среде охлаждаются до t_{XB}).

Таким образом,

$$\eta_{KT}^B = \frac{Q_{KT}}{B(Q_2 + I_{XB})} = \frac{B \cdot Q_B^c \Delta\eta_{KT}^B}{B(Q_2 + I_{XB})};$$

$$\eta_{KT}^B = \frac{\Delta\eta_{KT}^B}{Q_2 / Q_B^c + I_{XB} / Q_B^c} = \frac{\Delta\eta_{KT}^B}{q_2^B + I_{XB} / Q_B^c}, \quad (3.62)$$

где q_2^B – потеря теплоты с уходящими продуктами сгорания:

$$q_2^B = \frac{Q_2}{Q_B^c} = \frac{I_{yX} - I_{XB}}{Q_B^c} = \frac{I_{yX}^{c.r.} + I_{yX}^{вп} - I_{XB}^c - I_{XB}^{вп}}{Q_B^c};$$

$$q_2^B = \alpha(0,0318t_{yX} + 0,592t_{yX}d_{yX} \cdot 10^{-4} + 0,0794d_{yX} - 0,0309t_B - 0,575t_Bd_B \cdot 10^{-4} - 0,077d_B) - 0,336t_{yX} \cdot 10^{-2} - 0,837d_{yX} \cdot 10^{-2} - 0,625t_{yX}d_{yX} \cdot 10^{-5}. \quad (3.63)$$

При $t_{yX} < 60$ °С q_2^B определяется из следующего выражения:

$$q_2^B = (0,1\alpha - 0,0105)\{0,316(t_{yX} - t_B) + [(d_{yX} - d_B) / 1000]\}(0,6t_{yX} + 790)\}. \quad (3.64)$$

Для случая установки обычного экономайзера, т.е. при $d_{yX} = \text{const}$,

$$q_2^B = 10 + 0,0385\alpha^{0,88} \cdot t_{yX}. \quad (3.65)$$

Потеря теплоты с уходящими газами при расчете баланса теплоты по Q_H^c может быть определена по приближенной формуле [14]:

$$q_2^H = q_2^B Q_B^c / Q_H^c - (Q_B^c / Q_H^c - 1). \quad (3.66)$$

При установке КТ [14]:

1) $\Delta\eta_{KT}^B = 10\text{--}20\%$; $\eta_{KT}^B = 90\text{--}95\%$; $\eta_{KT+KT}^B = 95\text{--}97\%$;

2) разность между q_2^B и q_2^H при $t_{yX} < 60$ °С $\approx 10\%$;

3) при $t''_{yx} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ потери теплоты q_2 с уходящими продуктами сгорания (газами) для котлоагрегатов, оснащенных поверхностными экономайзерами и теплоутилизаторами, становятся примерно одинаковыми;

4) при t''_{yx} за КТ более $65,0 \text{ }^\circ\text{C}$ применение КТ становится не эффективным, т.к. для t''_{yx} , превышающих $65,0 \text{ }^\circ\text{C}$, $q_2^H \approx q_2$ (при $t'_{yx} = 140,0 \text{ }^\circ\text{C}$);

5) q_2^H становится отрицательной при $t''_{yx} < 57,0 \text{ }^\circ\text{C}$;

6) при снижении температуры газов (до $15,0\text{--}20,0 \text{ }^\circ\text{C}$) можно получить $q_2^B = 1\text{--}2\%$ и $q_2^H = -(8,0\text{--}9,0)\%$ и, таким образом, повысить $\eta_{\text{к+кт}}^B$ до $96,0\text{--}97,0\%$.

В инженерной практике тепловой баланс котлоагрегата в основном рассчитывается по Q_H^P – низшей теплоте сгорания органического топлива. Для случаев, когда на выходе из котла устанавливаются конденсационные теплообменные аппараты, в которых осуществляется охлаждение уходящих продуктов сгорания ниже точки росы водяных паров и при этом происходит конденсация части содержащихся в уходящих продуктах сгорания водяных паров, расчет теплового баланса котлоагрегата по Q_H^P неправомерен, потому что в этом случае не учитывается изменение влагосодержания уходящих продуктов сгорания (газов). Поэтому при глубоком охлаждении газов расчет по Q_H^P приводит к отрицательным числовым значениям потери теплоты q_2^H с уходящими продуктами сгорания, при этом к.и.т. котельной установки может превышать 100% .

3.6. Математическое моделирование процесса теплообмена движущихся в дымовой трубе газов

Рассмотрим процесс теплообмена движущихся в дымовой трубе газов. При этом будем считать, что защита трубы от гидратной коррозии (коррозии за счет конденсации водяных паров из газов на внутренней поверхности трубы) осуществляется методом байпасирования части неохлажденных в

КТ продуктов сгорания.

Уравнение теплового баланса (закон сохранения теплоты) продуктов сгорания (газов), движущихся в дымовой трубе (рис. 3.6) представим в виде:

$$dQ_{\Gamma} = dQ_{\text{H}}. \quad (3.67)$$

Здесь dQ_{Γ} – изменение теплосодержания уходящих продуктов сгорания, Вт; dQ_{H} – изменение теплового потока, Вт.

$$dQ_{\Gamma} = -G_{\Gamma} c_{\Gamma} dt. \quad (3.68)$$

Здесь G_{Γ} – расход движущихся в дымовой трубе газов, кг/с; c_{Γ} – теплоемкость движущихся в дымовой трубе продуктов сгорания, Дж/(кг·К).

Знак «–» означает понижение температуры продуктов сгорания при их движении в дымовой трубе.

$$dQ_{\text{H}} = k_{\ell} \pi (t_{\Gamma} - t_{\text{H}}) dy. \quad (3.69)$$

Здесь k_{ℓ} – линейный коэффициент передачи теплоты от газов через цилиндрическую стенку газоотводящей трубы в окружающую среду, Вт/(м·К); t_{Γ} – температура продуктов сгорания на участке dy , °С; t_{H} – температура окружающей среды (наружного воздуха), °С.

Уравнение (3.67) представляем в дифференциальной форме

$$-G_{\Gamma} c_{\Gamma} dt = k_{\ell} \pi (t_{\Gamma} - t_{\text{H}}) dy. \quad (3.70)$$

Разделяем переменные в (3.70) и проведем интегрирование по y от 0 до y и по t от $t_{\Gamma}^{\text{очн}}$ до t_{Γ} , получаем

$$\int_0^y \frac{k_{\ell} \pi}{G_{\Gamma} c_{\Gamma}} dy = - \int_{t_{\Gamma}^{\text{очн}}}^{t_{\Gamma}} \frac{dt}{t_{\Gamma} - t_{\text{H}}}, \quad (3.71)$$

где $t_{\Gamma}^{\text{очн}}$ – температура продуктов сгорания в основании дымовой трубы, °С.

$$\frac{k_{\ell} \pi}{G_{\Gamma} c_{\Gamma}} y = - \left[\ln(t_{\Gamma} - t_{\text{H}}) - \ln(t_{\Gamma}^{\text{очн}} - t_{\text{H}}) \right]. \quad (3.72)$$

$$t_{\Gamma} = t_{\text{H}} + (t_{\Gamma}^{\text{очн}} - t_{\text{H}}) \exp\left(-\frac{k_{\ell} \pi y}{G_{\Gamma} c_{\Gamma}}\right). \quad (3.73)$$

Формула (3.73) позволяет определять температуру продуктов сгорания в любом произвольном сечении дымовой трубы. При этом, когда $y=0$ $t_{\Gamma} = t_{\Gamma}^{\text{очн}}$, а когда $y=H_{\text{тр}}$ $t_{\Gamma} = t_{\Gamma}^{\text{ог}}$, что доказывает правомерность изложенных выше выводов.

$$t_{\Gamma}^{\text{ог}} = t_{\text{H}} + (t_{\Gamma}^{\text{очн}} - t_{\text{H}}) \exp\left(-\frac{k_{\ell} \pi H_{\text{тр}}}{G_{\Gamma} c_{\Gamma}}\right), \quad (3.74)$$

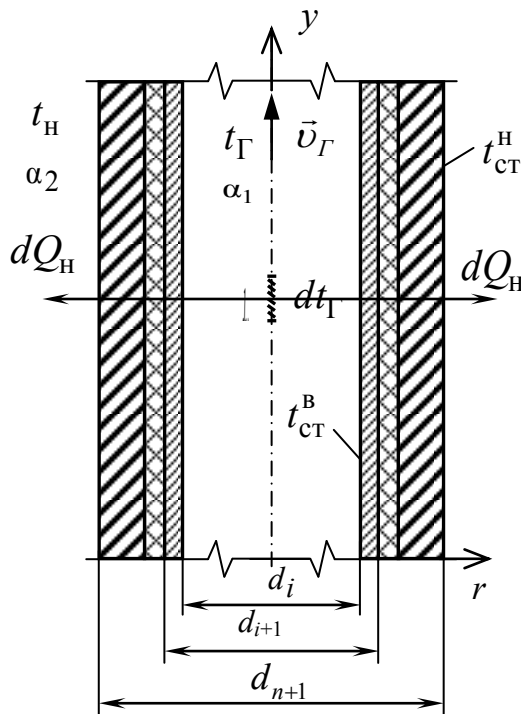


Рис. 3.6. Схема теплообмена в многослойной газоотводящей трубе

где $t_{\Gamma}^{\text{ог}}$ – температура продуктов сгорания на выходе из газоотводящей трубы, т.е. в ее оголовке, °С; $H_{\text{тр}}$ – высота дымовой трубы, м.

Представим (3.74) в форме:

$$t_{\Gamma}^{\text{очн}} - t_{\text{H}} = (t_{\Gamma}^{\text{ог}} - t_{\text{H}}) \exp\left(\frac{k_{\ell} \pi H_{\text{тр}}}{G_{\Gamma} c_{\Gamma}}\right) \quad (3.75)$$

или

$$t_{\Gamma}^{\text{очн}} = t_{\text{H}} + (t_{\Gamma}^{\text{ог}} - t_{\text{H}}) \exp\left(\frac{k_{\ell} \pi H_{\text{тр}}}{G_{\Gamma} c_{\Gamma}}\right). \quad (3.76)$$

k_{ℓ} рассчитывается по формуле

[235]:

$$k_{\ell} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}. \quad (3.77)$$

Здесь α_1 – коэффициент теплоотдачи от газов к внутренней поверхности трубы, Вт/(м²·К); α_2 – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности трубы, Вт/(м²·К); λ_i – коэффициент теплопроводности материала i – того слоя трубы; d_1 и d_2 – внутренний и наружный диаметр газоотводящей трубы, м;

$i = 1, 2, \dots, n$; n – количество слоев в конструкции трубы.

Для схемы газоотводящей трубы, представленной на рис. 3.6, $d_1=d_i$, $d_2=d_{n+1}$.

$$\alpha_1 = \alpha_{1л} + \alpha_{1к}, \quad (3.78)$$

где $\alpha_{1л}$, $\alpha_{1к}$ – соответственно коэффициент лучистого теплообмена продуктов сгорания и теплоотдачи конвекцией на внутренней поверхности трубы [50].

$$\alpha_{1л} = 4,9 \cdot 10^{-8} \cdot \left(\frac{a_{cm}}{2} + 0,5 \right) a T_{\Gamma}^3 \left[1 - \left(\frac{T_{ст}}{T_{\Gamma}} \right)^{3,6} \right] / \left(1 - \frac{T_{ст}}{T_{\Gamma}} \right). \quad (3.79)$$

Здесь T_{Γ} , $T_{ст}$ – температура газов и температура внутренней поверхности трубы, K ; $a_{cm} = 0,8$; a – степень черноты потока газов.

При $t_r = 50,0-100,0$ °С коэффициент теплоотдачи излучением принимают равным: $\alpha_{1л} = 5,0-5,50$ Вт/(м²·К).

По данным [172, 173], а также с учетом анализа произведенных предварительных расчетов устанавливаем, что режим движения продуктов сгорания в газоотводящих трубах является турбулентным.

Для турбулентного режима движения жидкости в трубопроводе безразмерный коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле [50, 235]:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} \cdot Pr_{\omega}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{\omega}}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_{\ell} \quad (3.80)$$

или

$$Nu = 0,032 Re^{0,8} \cdot Pr_{\omega}^{0,3} \cdot (\varepsilon_{\ell})^{0,054}, \quad (3.81)$$

где $\varepsilon_{\ell} = 1$ при $H_{тр}/d_l \geq 50$. Для газоотводящих труб $\varepsilon_{\ell} = 1,0 \div 1,05$.

Коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности дымовой трубы [50]:

$$\alpha_2 = 6,3 (K \cdot \nu_H)^{0,66}, \quad (3.82)$$

где v_H – скорость ветра, м/с; K – коэффициент учета повышения скорости ветра по высоте $H_{тр}$ газоотводящей трубы ($K = 1,2; 1,6; 2,1$ и $2,3$ при $H_{тр} = 25; 50; 100$ и 150 м соответственно).

Средние расчетные внутренний и наружный диаметры d_1, d_2 для труб конической формы равны [329]:

$$d_1 = \frac{2d_{1В}d_{1Н}}{d_{1В} + d_{1Н}}; \quad d_2 = \frac{2d_{2В}d_{2Н}}{d_{2В} + d_{2Н}},$$

где индексы “н” и “в” означают соответственно нижний и верхний диаметры трубы. Для стальных труб $d_{1В} = d_{1Н} = d_1; d_{2В} = d_{2Н} = d_2$.

Для расчета температурных полей в потоке газов, движущихся в дымовой трубе, и в стенках газоотводящих труб составим уравнение теплового баланса для продуктов сгорания и запишем и закон сохранения массы для водяных паров в газах:

$$\delta c'_{yx} t'_{yx} + (1-\delta) c''_{yx} t''_{yx} = 1 \cdot c_{осн} \cdot t_{\Gamma}^{осн}; \quad (3.83)$$

$$\delta X'_{yx} + (1-\delta) X''_{yx} = 1 \cdot X_{осн}. \quad (3.84)$$

Здесь c'_{yx}, c''_{yx} – удельная массовая теплоемкость газов до и после КТ, Дж/(кг·К); $C_{осн}$ – удельная массовая теплоемкость газов на входе в газоотводящую трубу, Дж/(кг·К); t'_{yx}, X'_{yx} и t''_{yx}, X''_{yx} – температура, °С, и влагосодержание, кг/кг с.г., газов до и после КТ соответственно; $X_{осн}$ – влагосодержание продуктов сгорания на входе в газоотводящую трубу.

Из уравнения теплопередачи от продуктов сгорания, движущихся в газоотводящей трубе, к наружному воздуху рассчитывается температура внутренней поверхности трубы $t_{ст}$, °С. Расчетное уравнение запишем в виде:

$$t_{ст} = t_{\Gamma} - (t_{\Gamma} - t_{н}) k_{\ell} / (\alpha_1 d_1). \quad (3.85)$$

Для оголовка газоотводящей трубы имеем

$$t_{\text{ст}}^{\text{ог}} = t_{\Gamma}^{\text{ог}} - (t_{\Gamma}^{\text{ог}} - t_{\text{н}}) k_{\ell} / (\alpha_1 d_1). \quad (3.86)$$

Для получения аналитической зависимости температуры газов $t_{\Gamma}^{\text{ог}}$ в оголовке трубы от их параметров и от доли байпасируемых газов, выразим $t_{\Gamma}^{\text{осн}}$ из (3.83) и подставим данное значение в (3.74):

$$t_{\Gamma}^{\text{ог}} = t_{\text{н}} + \left[\frac{\delta c'_{\text{yx}} t'_{\text{yx}}}{c_{\text{осн}}} + \frac{(1-\delta) c''_{\text{yx}} t''_{\text{yx}}}{c_{\text{осн}}} - t_{\text{н}} \right] \exp \left[-\frac{k_{\ell} \pi H_{\text{тр}}}{G_{\Gamma} c_{\Gamma}} \right]. \quad (3.87)$$

Значение для $t_{\Gamma}^{\text{ог}}$ из (3.87) подставляем в уравнение (3.86), получаем:

$$t_{\text{ст}}^{\text{ог}} = t_{\text{н}} + \left[\frac{\delta c'_{\text{yx}} t'_{\text{yx}}}{c_{\text{осн}}} + \frac{(1-\delta) c''_{\text{yx}} t''_{\text{yx}}}{c_{\text{осн}}} - t_{\text{н}} \right] \left[1 - \frac{k_{\ell}}{\alpha_1 d_1} \right] \exp \left[-\frac{k_{\ell} \pi H_{\text{тр}}}{G_{\Gamma} c_{\Gamma}} \right]. \quad (3.88)$$

Температура стенки в оголовке дымовой трубы $t_{\text{ст}}^{\text{ог}}$ не должна превышать температуру точки росы t_p , которую можно рассчитать по формуле [14]:

$$t_p = 37,1 \lg [d / (3,77 + 0,085 \alpha_{\text{yx}})]. \quad (3.89)$$

Здесь α_{yx} – коэффициент избытка воздуха в уходящих продуктах сгорания; d – влагосодержание газов, движущихся в дымовой трубе, г/кг с.г.

Из уравнения материального баланса определяем влагосодержание газов на входе в дымовую трубу (в основании трубы): $X_{\text{осн}} = \delta X'_{\text{yx}} + (1-\delta) X''_{\text{yx}}$. Тогда выражение для определения температуры точки росы t_p принимает следующий вид:

$$t_p = 37,1 \lg \left[\frac{1000 (\delta X'_{\text{yx}} + (1-\delta) X''_{\text{yx}})}{3,77 + 0,085 \alpha_{\text{yx}}} \right]. \quad (3.90)$$

Температура продуктов сгорания в оголовке дымовой трубы $t_{\text{ст}}^{\text{ог}}$ должна превышать точку росы t_p . Такое условие устанавливается для того, чтобы обеспечить работу дымовой трубы без конденсации водяных паров на ее

внутренней поверхности:

$$t_{\text{ст}}^{\text{ор}} = t_{\text{р}} + \Delta t, \quad (3.91)$$

Здесь Δt – превышение температуры $t_{\text{ст}}^{\text{ор}}$ по отношению к $t_{\text{р}}$. Δt принимается равной 10–15 °С.

По известной температуре газов в оголовке дымовой трубы на основании уравнения теплопередачи рассчитывается температура наружной поверхности цилиндрической стенки трубы в ее оголовке:

$$t_{\text{стн}}^{\text{ор}} = t_{\Gamma}^{\text{ор}} - k_{\ell} (t_{\Gamma}^{\text{ор}} - t_{\text{н}}) \left[\frac{1}{k_{\ell}} - \frac{1}{\alpha_2 d_2} \right]. \quad (3.92)$$

Таким образом, получены математические выражения (3.73), (3.87), (3.88), (3.92), по которым можно рассчитывать числовые значения температур продуктов сгорания, температур стенок внутренней и наружной поверхностей в произвольном сечении газоотводящей трубы. При этом расчетные уравнения позволяют учитывать долю байпасируемых неохлажденных газов, теплофизические параметры газов, материалов стенок труб и их геометрические размеры.

Неравномерное температурное поле обуславливает тепловое расширение конструктивных элементов дымовой трубы и возникновение в них термических напряжений. При этом работа конструктивных элементов газоотводящих труб осуществляется в условиях свободной температурной деформации.

На наружных поверхностях стенок газоотводящих труб возникают растягивающие термические напряжения. Например, при строительстве дымовых труб на их наружных поверхностях могут устанавливаться стяжные кольца, выполненные из полосовой стали. Стальными кольцами воспринимаются термические напряжения, что повышает надежность трубы.

Термическое напряжение $\sigma_{\text{кл.т}}$, МПа, возникающее в кладке дымовой

трубы (при $t_{ст}=20-300$ °С), равно [327]:

$$\sigma_{кл.т} = 0,165i_{кл.т}E_0, \quad (3.93)$$

где E_0 – начальный модуль упругости материала кладки, МПа; $i_{кл.т}$ – температурная деформация кольцевого сечения кладки ствола трубы.

$$i_{кл.т} = \alpha_{кл.р} \Delta t \frac{d_1}{d_2}, \quad (3.94)$$

где $\alpha_{кл.р}$ – коэффициент линейного температурного расширения кладки ствола трубы, $1/^\circ\text{C}$ (при $t=20-200$ °С, $\alpha_{кл.р}=5 \cdot 10^{-6}$ $1/^\circ\text{C}$); $\Delta t = t_{ст.в} - t_{ст.н}$ – перепад температуры по толщине стенки трубы. Здесь $t_{ст.в}$, $t_{ст.н}$ – температура внутренней и наружной поверхности трубы.

Для глиняного кирпича марки 100 на растворе марки 50 $E_0 = 3000$ МПа, а для бетона марки М300 $E_0 = 30 \cdot 10^3$ МПа.

В диссертации представлены расчеты для кирпичных труб $H_{тр} = 30$ м и $H_{тр} = 60$ м, стальных труб $H_{тр} = 32$ и $H_{тр} = 44,2$ м и для железобетонной дымовой трубы $H_{тр} = 150$ м.

Для стальных и кирпичных дымовых труб расчеты производились по программе, разработанной на алгоритмическом языке БЕЙСИК [173, 174]. Основные результаты числовых вычислений температурных полей приведены рис. 3.7–3.10. Результаты выполненных числовых расчетов температурных напряжений представлены на рис. 3.13–3.14 [172]. Дополнительно некоторые данные числовых расчетов для стальных труб высотой 32,0 и 44,2 м и кирпичных труб высотой 30,0 и 60,0 м при $v_0 = 7,0$ м/с приведены в табл. 3.4, 3.5 и в приложении В настоящей работы.

Расчеты температурных полей и термических напряжений в стенке железобетонной газоотводящей трубы высотой 150 м выполнялись при следующих исходных данных: $\alpha_{yx} = 1,25$; $t'_{yx} = 150$ °С; $d_1 = 9,87$ м; $d_2 = 10,93$ м; толщины слоев футеровки, теплоизоляции и железобетонного ствола тру-

бы – 0,113; 0,12; 0,2 м; коэффициенты теплопроводности этих слоев – 0,9; 0,6; 1,7 Вт/(м·К). Для выполнения расчетов была разработана программа на алгоритмическом языке Delphi. Результаты числовых расчетов представлены на рис. 3.11 и 3.12, на рис. 3.15, 3.16. и в табл. 3.6 [199].

Анализ результатов расчетов, представленных в виде изображенных на рис. 3.11 и 3.12 графиков, показал, что при доле байпасируемых газов $\delta = 0,25$ ($t'_{yx} = 150$ °С, $t''_{yx} = 30$ °С) значение температуры внутренней поверхности в оголовке дымовой трубы $t_{ст}^{ог}$ составляет 50,88 °С, а точки росы $t_p = 40,68$ °С; при $\delta = 0,3$ $t_{ст}^{ог} = 56,25$ °С, $t_p = 42,25$ °С. Превышение температуры внутренней поверхности газоотводящей трубы по отношению к точке росы t_p составляло 10 – 15 °С. Таким образом, доля потока продуктов сгорания, пропускаемого по байпасному газоходу, для предотвращения конденсации водяных паров в газоотводящей трубе составляет 25 – 30% от их общего количества.

Анализ результатов расчетов, представленных на рис. 3.15 и 3.16, показывает, что при установке за котлами КТ с уменьшением доли байпасируемых газов δ от 1 до 0 значение термических напряжений σ_t снижается с 6,88 до 2,5 МПа (при $t''_{yx} = 30$ °С, $t_n = -30$ °С); с 6,88 до 2,87 МПа (при $t''_{yx} = 40$ °С); с 6,88 до 3,24 МПа (при $t''_{yx} = 50$ °С); с 5,51 до 1,49 МПа (при $t''_{yx} = 40$ °С, $t_n = 0$ °С). Следовательно в среднем σ_t снижается в 2,0 – 2,75 раза, что повышает надежность работы железобетонной дымовой трубы.

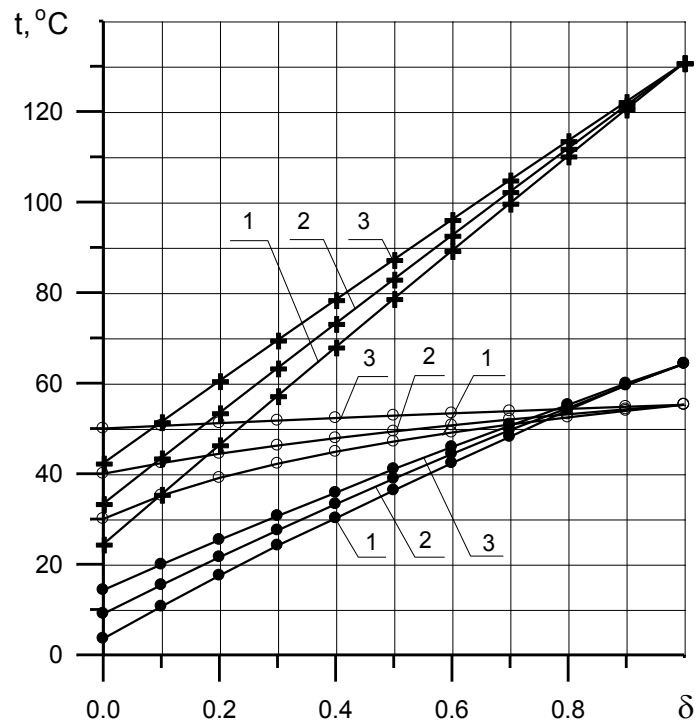


Рис. 3.7. Зависимость t_p и t_{cr}^{or} от δ при $v_0=10$ м/с, $t'_{yx}=150$ °С и $t_H=-30$ °С: 1 – $t''_{yx}=30$ °С; 2 – $t''_{yx}=40$ °С; 3 – $t''_{yx}=50$ °С; $+++$ – кирпичная труба, $H_{тр}=30$ м; ooo – точка росы; $●●●$ – стальная труба, $H_{тр}=32$ м

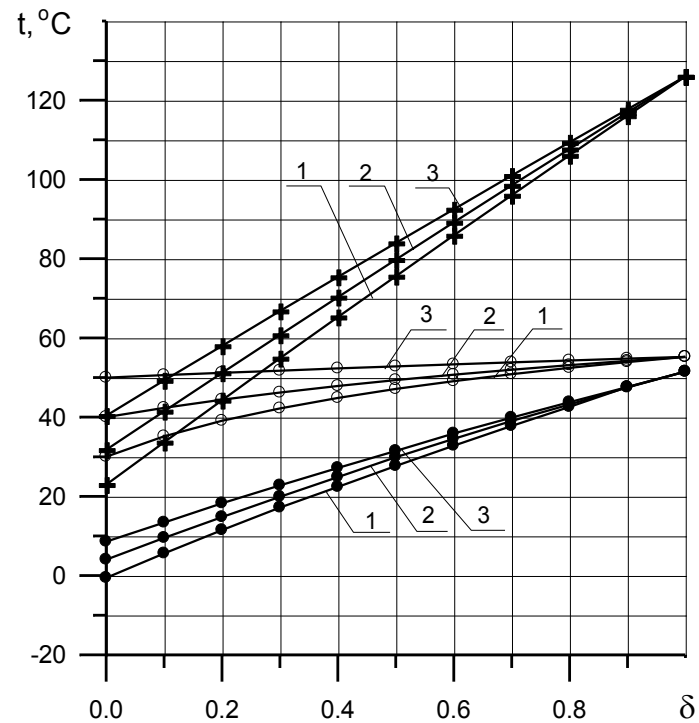


Рис. 3.8. Зависимость t_p и t_{cr}^{or} от δ при $v_0=7$ м/с, $t'_{yx}=150$ °С и $t_H=-30$ °С: 1 – $t''_{yx}=30$ °С; 2 – $t''_{yx}=40$ °С; 3 – $t''_{yx}=50$ °С; $+++$ – кирпичная труба, $H_{тр}=30$ м; ooo – точка росы; $●●●$ – стальная труба, $H_{тр}=32$ м

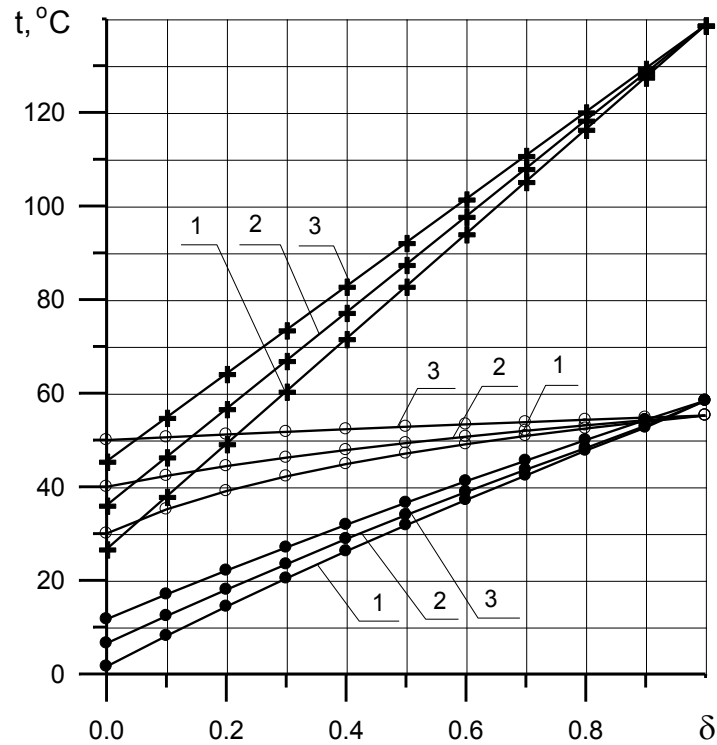


Рис. 3.9. Зависимость t_p и t_{cr}^{or} от δ при $v_0=10$ м/с, $t'_{yx}=150$ °С и $t_H=-30$ °С: 1 – $t''_{yx}=30$ °С; 2 – $t''_{yx}=40$ °С; 3 – $t''_{yx}=50$ °С; +++ – кирпичная труба, $H_{тр}=60$ м; ooo – точка росы; $\bullet\bullet\bullet$ – стальная труба, $H_{тр}=44,2$ м

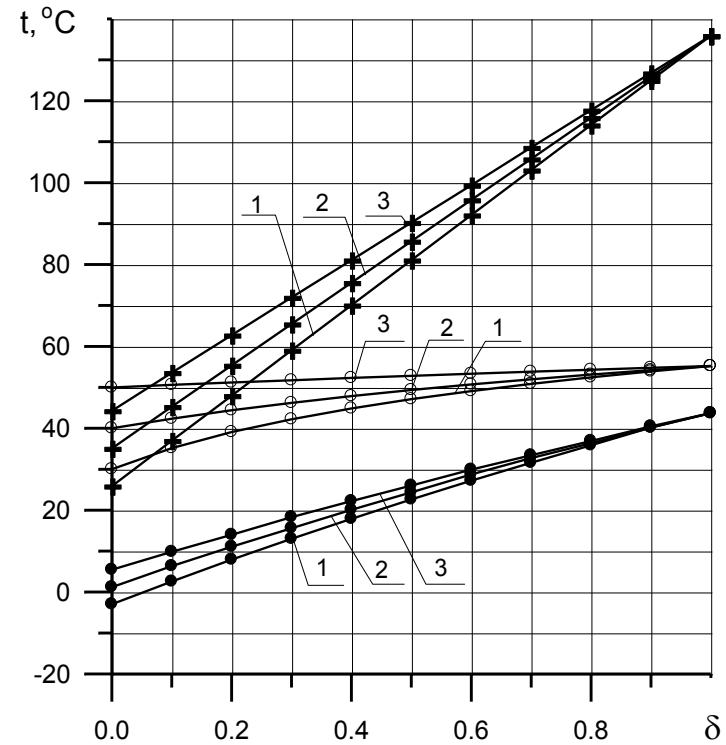


Рис. 3.10. Зависимость t_p и t_{cr}^{or} от δ при $v_0=7$ м/с, $t'_{yx}=150$ °С и $t_H=-30$ °С: 1 – $t''_{yx}=30$ °С; 2 – $t''_{yx}=40$ °С; 3 – $t''_{yx}=50$ °С; +++ – кирпичная труба, $H_{тр}=60$ м; ooo – точка росы; $\bullet\bullet\bullet$ – стальная труба, $H_{тр}=44,2$ м

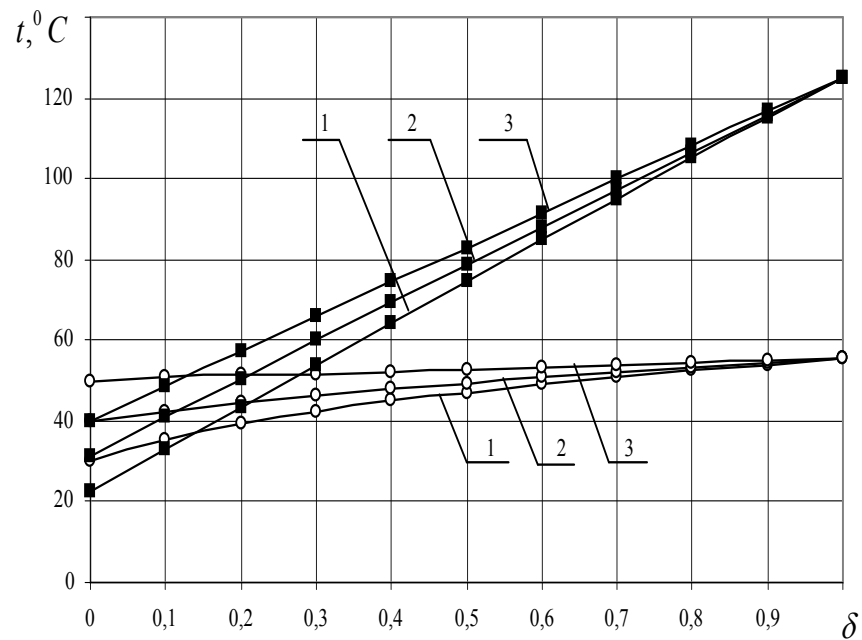


Рис. 3.11. Зависимость t_p и t_{cr}^{or} от δ при $v_0 = 7$ м/с,
 $t'_{yx} = 150$ °С и $t_H = -30$ °С: 1 – $t''_{yx} = 30$ °С;
 2 – $t''_{yx} = 40$ °С; 3 – $t''_{yx} = 50$ °С;
 ■■■ – стенка трубы, $H_{тр} = 150$ м;
 ○○○ – точка росы

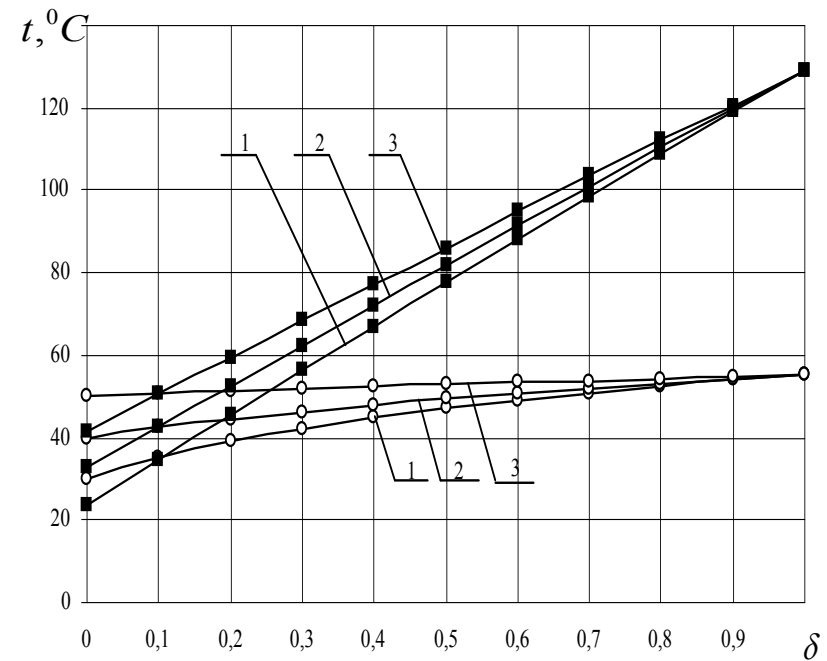


Рис. 3.12. Зависимость t_p и t_{cr}^{or} от δ при $v_0 = 10$ м/с,
 $t'_{yx} = 150$ °С и $t_H = -30$ °С: 1 – $t''_{yx} = 30$ °С;
 2 – $t''_{yx} = 40$ °С; 3 – $t''_{yx} = 50$ °С;
 ■■■ – стенка трубы, $H_{тр} = 150$ м;
 ○○○ – точка росы

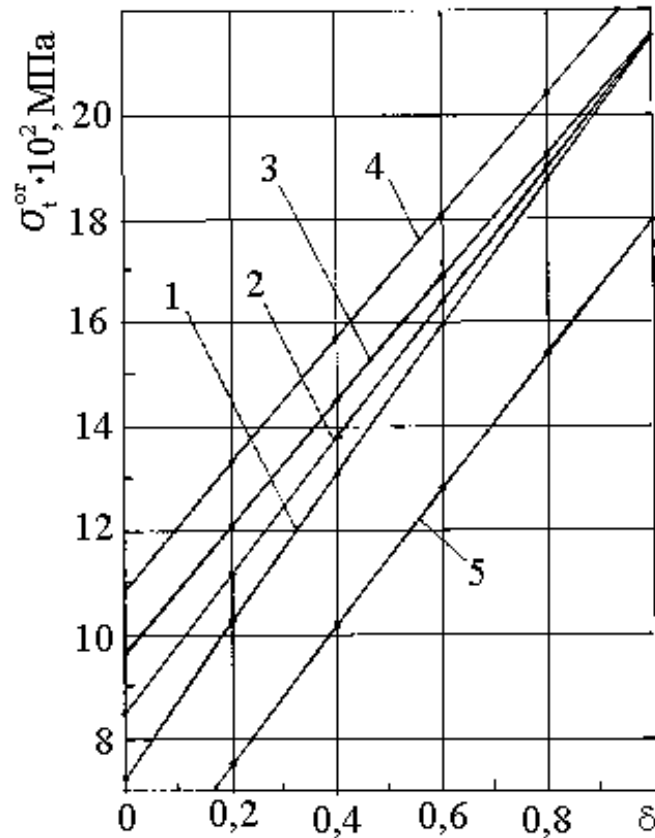


Рис. 3.13. Зависимость $\sigma_t^{\text{ор}} \cdot 10^2$, МПа, от δ для кирпичной дымовой трубы: $H_{\text{тр}}=30$ м; $v_0=10$ м/с; $t'_{\text{yx}}=150$ °С; $t_{\text{н}}=-30$ °С; 1 – $t''_{\text{yx}}=30$ °С; 2 – $t''_{\text{yx}}=40$ °С; 3 – $t''_{\text{yx}}=50$ °С; 4 – $t''_{\text{yx}}=50$ °С; $t_{\text{н}}=-40$ °С; 5 – $t''_{\text{yx}}=40$ °С; $t_{\text{н}}=0$ °С

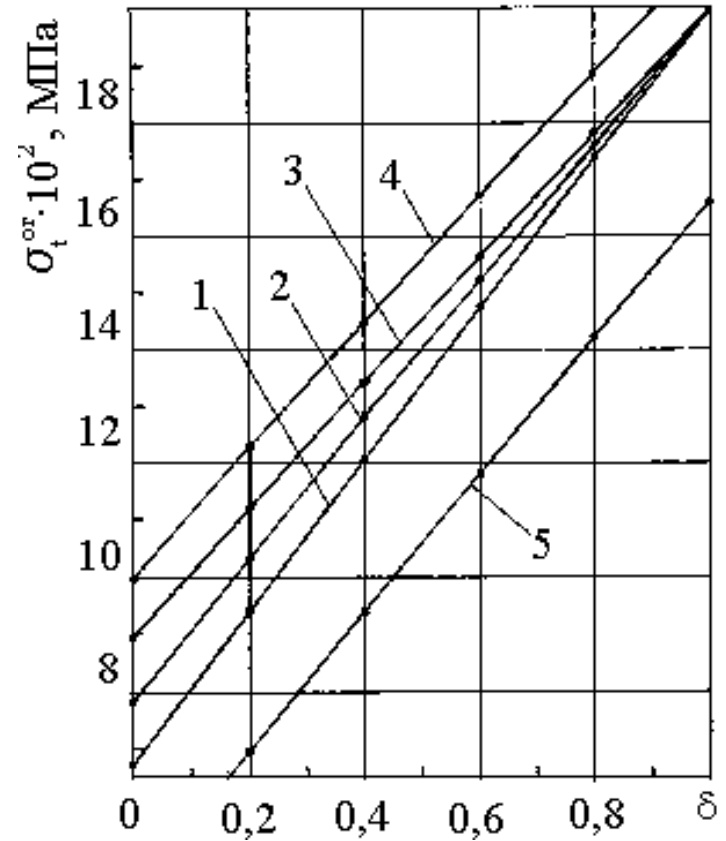


Рис. 3.14. Зависимость $\sigma_t^{\text{ор}} \cdot 10^2$, МПа, от δ для кирпичной дымовой трубы: $H_{\text{тр}}=60$ м; $v_0=10$ м/с; $t'_{\text{yx}}=150$ °С; $t_{\text{н}}=-30$ °С; 1 – $t''_{\text{yx}}=30$ °С; 2 – $t''_{\text{yx}}=40$ °С; 3 – $t''_{\text{yx}}=50$ °С; 4 – $t''_{\text{yx}}=50$ °С; $t_{\text{н}}=-40$ °С; 5 – $t''_{\text{yx}}=40$ °С; $t_{\text{н}}=0$ °С

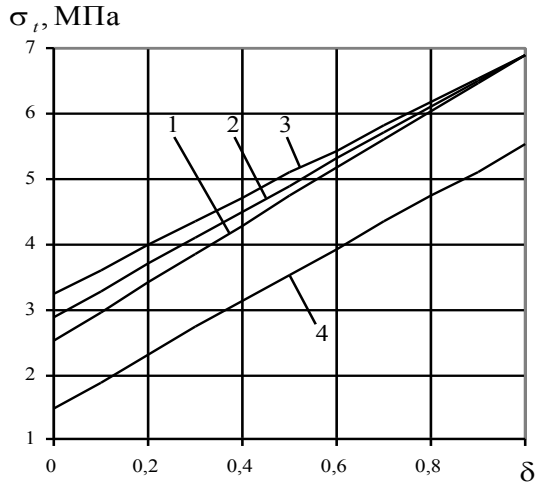


Рис. 3.15. Зависимость σ_t , МПа, от δ для железобетонной трубы: $H_{тр}=150$ м; $v_0 = 10$ м/с; $t'_{yx} = 150$ °С; $t_n = -30$ °С; 1 - $t''_{yx} = 30$ °С; 2 - $t''_{yx} = 40$ °С; 3 - $t''_{yx} = 50$ °С; 4 - $t''_{yx} = 40$ °С; $t_n = 0$ °С

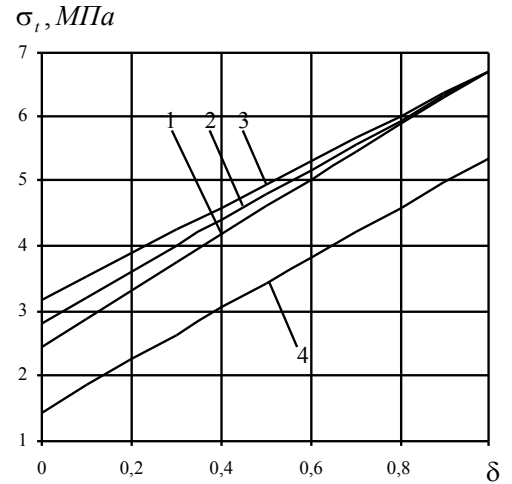


Рис. 3.16. Зависимость σ_t , МПа, от δ для железобетонной дымовой трубы: $H_{тр}=150$ м; $v_0 = 7$ м/с; $t'_{yx} = 150$ °С; $t_n = -30$ °С; 1 - $t''_{yx} = 30$ °С; 2 - $t''_{yx} = 40$ °С; 3 - $t''_{yx} = 50$ °С; 4 - $t''_{yx} = 40$ °С; $t_n = 0$ °С

Таблица 3.4

**Результаты расчетов процессов теплообмена
продуктов сгорания для металлической дымовой трубы:
 $H_{тр}=30,0$ м; $v_0=7,0$ м/с; $t'_{yx}=150,0$ °С**

$$t''_{yx}=30,0 \text{ °С}; t_n=-30,0 \text{ °С}$$

δ	t_p , °С	$t_{\Gamma}^{\text{очн}}$, °С	$t_{\Gamma}^{\text{ог}}$, °С	$t_{\text{ст}}^{\text{ог}}$, °С	$t_{\text{ст.н}}^{\text{ог}}$, °С	$X_{\text{очн}} \cdot 10^2$, кг/кг с.г.	σ_t , МПа
0	30,03	30,00	28,10	23,00	-26,80	2,50	0,07096
0,1	35,19	43,25	40,00	33,70	-26,20	3,45	0,0853
0,2	39,10	56,26	51,70	44,31	-25,60	4,39	0,0995
0,3	42,24	69,04	63,40	54,90	-24,90	5,34	0,1136
0,4	44,87	80,90	75,00	65,30	-24,30	6,28	0,1275
0,5	47,13	93,14	86,40	75,60	-23,70	7,23	0,1414
0,6	49,11	105,17	97,80	85,90	-23,10	8,17	0,1551
0,7	50,88	116,95	109,10	96,00	-22,50	9,12	0,1687
0,8	52,47	128,61	120,40	106,10	-21,90	10,06	0,1822
0,9	53,91	139,92	131,50	116,10	-21,30	11,01	0,1955
1,0	55,24	150,00	142,60	126,00	-20,70	11,95	0,2088

$$t''_{yx} = 40,0 \text{ } ^\circ\text{C}; t_H = -30,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

δ	$t_p, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OCH}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OF}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\text{CT}}^{\text{OF}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\text{CT.H}}^{\text{OF}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$X_{\text{OCH}} \cdot 10^2, \text{ КГ/КГ с.Г.}$	$\sigma_t, \text{ МПа}$
0	40,02	40,00	37,80	31,80	-26,30	4,65	0,0826
0,1	42,37	52,02	48,60	41,50	-25,70	5,38	0,0957
0,2	44,42	63,84	59,30	51,20	-25,20	6,11	0,109
0,3	46,24	75,45	70,00	60,80	-24,60	6,84	0,122
0,4	47,98	86,85	80,60	70,30	-24,00	7,57	0,134
0,5	49,35	98,06	91,10	79,80	-23,40	8,30	0,147
0,6	50,72	109,07	101,50	89,20	-22,90	9,03	0,160
0,7	51,98	119,89	111,90	98,50	-22,30	9,76	0,172
0,8	53,14	129,97	122,20	107,70	-21,80	10,49	0,184
0,9	54,23	139,92	132,40	116,90	-21,20	11,22	0,197
1,0	55,24	150,00	142,60	126,00	-20,90	11,95	0,209

$$t''_{yx} = 50,0 \text{ } ^\circ\text{C}; t_H = -30,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

δ	$t_p, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OCH}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OF}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\text{CT}}^{\text{OF}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\text{CT.H}}^{\text{OF}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$X_{\text{OCH}} \cdot 10^2, \text{ КГ/КГ с.Г.}$	$\sigma_t, \text{ МПа}$
0	50,00	50,00	47,40	40,40	-25,80	8,64	0,0943
0,1	50,61	60,80	57,20	49,30	-25,30	8,97	0,1061
0,2	51,20	71,42	66,90	58,00	-24,70	9,30	0,1179
0,3	51,76	81,85	76,60	66,80	-24,20	9,63	0,1295
0,4	52,31	92,10	86,20	75,40	-23,70	9,96	0,1411
0,5	52,84	102,18	95,70	84,00	-23,20	10,30	0,1526
0,6	53,35	112,07	105,20	92,50	-22,70	10,63	0,1640
0,7	53,84	121,80	114,70	101,00	-22,20	10,95	0,1753
0,8	54,32	131,36	124,00	109,40	-21,70	11,29	0,1865
0,9	54,79	140,76	133,30	117,70	-21,20	11,62	0,1980
1,0	55,24	150,00	142,60	119,60	-20,70	11,96	0,2088

$$t''_{yx}=40,0\text{ }^{\circ}\text{C}; t_H=0,0\text{ }^{\circ}\text{C}$$

δ	$t_p, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{оч}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{ог}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{ст}}^{\text{ог}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{ст.н}}^{\text{ог}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$X_{\text{оч}} \cdot 10^2, \text{ кг/кг с.г.}$	$\sigma_t, \text{ МПа}$
0	40,02	40,00	38,70	35,30	2,11	4,65	0,0472
0,1	42,37	52,02	49,60	45,10	2,70	5,38	0,0604
0,2	44,42	63,84	63,30	54,80	3,28	6,11	0,0734
0,3	46,24	75,45	70,00	64,50	3,85	6,84	0,0863
0,4	47,98	86,85	81,60	74,10	4,43	7,57	0,0991
0,5	49,35	98,06	92,20	83,60	4,99	8,30	0,1118
0,6	50,72	109,07	102,60	93,00	5,56	9,03	0,1245
0,7	51,98	119,89	113,00	102,40	6,12	9,76	0,1370
0,8	53,14	129,97	123,40	111,60	6,67	10,49	0,1494
0,9	54,23	139,92	133,60	122,80	7,22	11,22	0,1617
1,0	55,24	150,00	143,80	130,00	7,77	11,95	0,1739

Таблица 3.5

**Результаты расчетов процессов теплообмена
продуктов сгорания для металлической дымовой трубы:**

$$H_{\text{тр}}=32,0\text{ м}; v_0=7,0\text{ м/с}; t'_{yx}=150,0\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t''_{yx}=30,0\text{ }^{\circ}\text{C}; t_H=-30,0\text{ }^{\circ}\text{C}$$

δ	$t_p, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{оч}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{ог}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{ст}}^{\text{ог}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{ст.н}}^{\text{ог}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$X_{\text{оч}} \cdot 10^2, \text{ кг/кг с.г.}$
0	30,03	30,00	17,91	-0,57	-9,28	2,50
0,1	35,19	43,25	28,20	5,57	-4,97	3,45
0,2	39,10	56,26	38,12	11,50	-0,80	4,39
0,3	42,24	69,04	47,80	17,20	3,22	5,34
0,4	44,87	80,90	56,70	22,40	6,87	6,28
0,5	47,13	93,14	65,80	27,70	10,60	7,23
0,6	49,11	105,17	74,70	32,80	14,20	8,17
0,7	50,88	116,95	83,30	37,80	17,70	9,12
0,8	52,47	128,61	91,80	42,60	21,10	10,06
0,9	53,91	139,92	99,94	47,60	24,50	11,01
1,0	55,24	150,00	107,14	51,50	27,30	11,95

$$t''_{yx}=40,0\text{ }^{\circ}\text{C}; t_H=-30,0\text{ }^{\circ}\text{C}$$

δ	$t_p, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OCH}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OГ}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{CT}}^{\text{OГ}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{CT.H}}^{\text{OГ}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$X_{\text{очн}} \cdot 10^2, \text{ кг/кг с.г.}$
0	40,02	40,00	25,65	4,04	-6,05	4,65
0,1	42,37	52,02	34,88	9,52	-2,19	5,38
0,2	44,42	63,84	43,86	14,80	1,53	6,11
0,3	46,24	75,45	52,60	19,90	5,13	6,84
0,4	47,98	86,85	61,12	24,90	8,60	7,57
0,5	49,35	98,06	69,50	29,90	12,14	8,30
0,6	50,72	109,07	77,60	34,54	15,40	9,03
0,7	51,98	119,89	85,50	39,04	18,60	9,76
0,8	53,14	129,97	92,80	43,20	21,50	10,49
0,9	54,23	139,92	99,90	47,50	24,50	11,22
1,0	55,24	150,00	107,14	51,50	27,34	11,95

$$t''_{yx}=50,0\text{ }^{\circ}\text{C}; t_H=-30,0\text{ }^{\circ}\text{C}$$

δ	$t_p, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OCH}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OГ}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{CT}}^{\text{OГ}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{CT.H}}^{\text{OГ}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$X_{\text{очн}} \cdot 10^2, \text{ кг/кг с.г.}$
0	50,00	50,00	33,30	8,57	-2,86	8,64
0,1	50,61	60,80	41,60	13,40	0,54	8,97
0,2	51,20	71,42	49,60	18,30	3,98	9,30
0,3	51,76	81,85	57,40	22,80	7,18	9,63
0,4	52,31	92,10	65,04	27,20	10,30	9,96
0,5	52,84	102,18	72,50	31,50	13,30	10,30
0,6	53,35	112,07	79,80	35,90	16,40	10,63
0,7	53,84	121,80	86,90	39,90	19,20	10,95
0,8	54,32	131,36	93,80	43,80	21,90	11,29
0,9	54,79	140,76	100,50	47,60	24,60	11,62
1,0	55,24	150,00	107,10	51,50	27,30	11,96

$$t''_{yx}=40,0\text{ }^{\circ}\text{C}; t_H=-15,0\text{ }^{\circ}\text{C}$$

δ	$t_p, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OCH}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OR}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{CT}}^{\text{OR}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{CT.H}}^{\text{OR}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$X_{\text{OCH}} \cdot 10^2, \text{ КГ/КГ с.Г.}$
0	40,02	40,00	28,72	11,74	3,82	4,65
0,1	42,37	52,02	38,01	17,29	7,72	5,38
0,2	44,42	63,84	47,05	22,64	11,49	6,11
0,3	46,24	75,45	55,85	27,82	15,13	6,84
0,4	47,98	86,85	64,42	32,82	18,65	7,57
0,5	49,35	98,06	72,77	37,67	22,06	8,30
0,6	50,72	109,07	80,92	42,36	35,36	9,03
0,7	51,98	119,89	88,90	47,13	28,72	9,76
0,8	53,14	129,97	96,24	51,31	31,66	10,49
0,9	54,23	139,92	103,44	55,38	34,53	11,22
1,0	55,24	150,00	110,69	59,46	37,40	11,95

$$t''_{yx}=40,0\text{ }^{\circ}\text{C}; t_H=0,0\text{ }^{\circ}\text{C}$$

δ	$t_p, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OCH}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OR}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{CT}}^{\text{OR}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{CT.H}}^{\text{OR}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$X_{\text{OCH}} \cdot 10^2, \text{ КГ/КГ с.Г.}$
0	40,02	40,00	31,78	19,35	13,62	4,65
0,1	42,37	52,02	41,12	24,94	17,55	5,38
0,2	44,42	63,84	50,22	30,35	21,36	6,11
0,3	46,24	75,45	59,10	35,71	25,13	6,84
0,4	47,98	86,85	67,72	40,78	28,69	7,57
0,5	49,35	98,06	76,13	45,08	32,14	8,30
0,6	50,72	109,07	84,32	50,42	35,48	9,03
0,7	51,98	119,89	92,31	55,02	38,72	9,76
0,8	53,14	129,97	99,73	59,45	41,83	10,49
0,9	54,23	139,92	106,97	63,56	44,73	11,22
1,0	55,24	150,00	114,26	67,69	47,63	11,95

Таблица 3.6

**Результаты расчетов процессов теплообмена
продуктов сгорания для железобетонной дымовой трубы:
 $H_{тр}=150,0$ м; $v_0=10,0$ м/с; $t'_{yx}=150,0$ °С; $t''_{yx}=30,0$ °С; $t_n=-30,0$ °С**

δ	$t_p, \text{°C}$	$t_{\Gamma}^{\text{очн}}, \text{°C}$	$t_{\Gamma}^{\text{ог}}, \text{°C}$	$t_{\text{ст}}^{\text{ог}}, \text{°C}$	$t_{\text{ст.н}}^{\text{ог}}, \text{°C}$	$X_{\text{осн}} \cdot 10^2,$ кг/кг с.г.	$\sigma_t,$ МПа
0	30,03	30	29,25	23,79	-26,99	2,50	2,50
0,1	35,19	42,20	41,35	34,69	-26,38	3,45	2,96
0,2	39,11	54,50	53,37	45,51	-25,77	4,39	3,41
0,3	42,25	66,60	65,32	56,25	-25,17	5,33	3,85
0,4	44,88	78,70	77,21	66,91	-24,57	6,28	4,29
0,5	47,14	90,70	89,02	77,49	-23,98	7,23	4,73
0,6	49,12	102,70	100,75	87,99	-23,39	8,17	5,17
0,7	50,88	114,60	112,42	98,41	-22,81	9,12	5,60
0,8	52,47	126,50	124,01	108,76	-22,23	10,06	6,03
0,9	53,92	138,20	135,54	119,03	-21,65	11,00	6,46
1	55,25	150	146,98	129,21	-21,08	11,95	6,88

Выводы по результатам расчетов процессов теплообмена продуктов сгорания в газоотводящих трубах.

1. При установке за котлоагрегатами КТ защиту дымовых труб от коррозии за счет конденсации водяных паров из газов на внутренней поверхности трубы наиболее просто и надежно осуществлять путем пропуска части (20,0–25,0%) неохлажденных газов по байпасному газоходу и последующего их смешения с охлажденными газами.

2. Металлические газоотводящие трубы при скоростях газов в них $v_{\Gamma} \leq 7$ м/с и при $t_n = -30$ °С работают в условиях конденсации водяных паров из газов как при установке за котлоагрегатом КТ, так и при отсутствии КТ.

3. При установке и работе КТ уменьшается разность температур на поверхностях стенки трубы. Это обуславливает снижение значения свободной

температурной деформации и значений величин термических напряжений в элементах дымовой трубы. Числовые значения этих параметров в расчетном режиме работы дымовых труб уменьшаются в 2,0–2,5 раза.

4. Температура газов при их движении в газоотводящих трубах снижается до следующих значений:

а) для кирпичных труб (без футеровки) при $H_{\text{тр}}=30,0$ м и при $v_{\text{г}}= 7,0–10,0$ м/с понижение температуры равно $7,0–5,0$ °С при работе котлов без КТ и $4,5–3,0$ °С при наличии за котлами конденсационных теплообменников;

б) для кирпичных труб высотой $H=60$ м (с футеровкой) значения этих температур составляют $3,0–2,0$ °С и $2,0–1,5$ °С соответственно при работе котлов без КТ и при наличии КТ;

в) в железобетонных дымовых трубах высотой $150,0$ м при скоростях уходящих газов $10,0$ м/с охлаждение газов составляет $3,02$ °С и $1,2$ °С соответственно при работе котлов без конденсационных теплоутилизаторов и при установке теплоутилизаторов.

3.7. Выводы по главе 3

1. На основании метода анализа размерностей получено критериальное уравнение, описывающее процесс теплообмена при охлаждении ниже точки росы уходящих газов в КТ поверхностного типа. Отличием представленного в диссертационной работе критериального уравнения от уравнений для «сухого» (без конденсации водяных паров из газов) теплообмена заключается в том, что полученное уравнение содержит критерий орошения $K = WD / \mu$, включающий плотность орошения W наружной теплообменной поверхности конденсатом водяных паров, выделяющимся из парогазовой смеси в конденсационном теплообменнике.

2. С целью использования критериального уравнения в инженерных приложениях проведено обобщение результатов натурных испытаний кон-

денсационного теплоутилизатора. Установлены числовые значения показателей степеней при критериях Рейнольдса, Прандтля и орошения.

3. Получены аналитические зависимости, использование которых позволяет определять температуру уходящих продуктов сгорания в произвольном сечении дымовой трубы, поля температур и температурные напряжения в стенках труб в зависимости от доли пропускаемых по байпасному газопроводу уходящих газов.

4. Разработана методика теплового расчета конденсационного теплообменника поверхностного типа, использование которой позволяет производить расчет его теплотехнических показателей и геометрических параметров.

Глава 4. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ В КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

4.1. Получение конденсата водяных паров из продуктов сгорания природного газа

В конденсационных утилизаторах теплоты поверхностного и контактного типов температура уходящих продуктов сгорания понижается до температуры ниже точки росы и дополнительно используется скрытая теплота конденсации паров воды [14, 41, 99, 173, 180, 274, 402].

Процесс тепло- и массообмена в утилизаторе контактного типа при соприкосновении продуктов сгорания с нагреваемой водой сложен. Одновременно происходят процессы конвективного теплообмена, диффузии, теплообмена при изменении агрегатного состояния и теплопроводности.

В отличие от подогревателей поверхностного типа подогрев воды в контактных утилизаторах возможен лишь до температуры мокрого термометра t_m , примерно равной температуре кипения воды при парциальном давлении паров в уходящих газах. Если температура подогреваемой контактным способом воды достигает температуры мокрого термометра, то охлаждение продуктов сгорания в этом случае осуществляется только за счет испарения воды при постоянной t_m .

Зависимость максимальной температуры контактного подогрева воды продуктами полного сгорания природного газа от их температуры, влагосодержания и коэффициента избытка воздуха в них представлена на графиках [14, рис. I-4]. Кроме этого, t_m может быть рассчитана по уравнению (7) [284].

Для утилизаторов контактного типа, устанавливаемых после промышленных котлов, при температуре продуктов сгорания за котлами 250–300 °С $t_m=65–70$ °С; при температуре продуктов сгорания на входе в контактный утилизатор 120–140 °С $t_m=50–60$ °С. Для котлов, работающих под наддувом,

то есть при повышенном давлении отводимых газов воду контактным способом возможно нагреть до 100–150 °С [14, рис. I-5].

Охлаждение в контактном утилизаторе продуктов сгорания сопровождается изменением их влагосодержания, так как происходит влагообмен между водой и газами.

Точкой росы t_p называется температура, при которой начинается насыщение и конденсация (выпадение в виде росы) водяных паров из продуктов сгорания. Для определения значения точки росы можно воспользоваться выражением (3.89).

На изменение влагосодержания уходящих газов влияет соотношение температуры t''_{yx} газов после утилизатора и t_p . Если температура продуктов сгорания после утилизатора будет равна точке росы ($t''_{yx} = t_p$), то влагосодержание газов на входе в утилизатор X'_{yx} и влагосодержание газов после него X''_{yx} будут примерно одинаковыми ($X'_{yx} \approx X''_{yx}$). Если при использовании контактного утилизатора теплоты t''_{yx} больше t_p , то в этом случае влагосодержание газов повышается ($X'_{yx} < X''_{yx}$), так как после контактного аппарата продукты сгорания природного газа независимо от температуры близки к полному насыщению водяными парами. Можно сказать, что в этом режиме аппарат работает как контактный испаритель. В поверхностном утилизаторе теплоты в отличие от контактного при температуре газов после аппарата выше t_p , то есть при $t''_{yx} > t_p$ $X''_{yx} \approx X'_{yx}$.

При глубоком охлаждении уходящих газов часть содержащихся в них водяных паров конденсируется и вследствие этого происходит изменение их количества. В работе [274] представлены зависимости, позволяющие определить количество образующегося из газов конденсата водяных паров при их охлаждении ниже точки росы

$$\Delta g_w^п = [g_{с.г}^{по} + g_{с.в}^{по} (\alpha_{yx} - 1)] (X'_{yx} - X''_{yx}), \quad (4.1)$$

где Δg_w^n – приведенное количество получаемого из продуктов сгорания конденсата; $g_{c.B}^{no}$ – приведенное теоретическое количество сухого дутьевого воздуха, $g_{c.B}^{no}=1,415$; $g_{c.Г}^{no}$ – приведенное теоретическое количество сухих продуктов сгорания, $g_{c.Г}^{no}=1,333$; α_{yx} – коэффициент избытка воздуха в газах, поступающих в утилизатор; X'_{yx} и X''_{yx} – влагосодержание газов соответственно перед утилизатором и после него, кг/кг с.г.

Приведенные характеристики определяются по отношению к низшей теплоте сгорания топлива Q_H^c , Мкал/м³. Значения X'_{yx} и X''_{yx} могут быть рассчитаны по приближенным формулам Л.Г. Семенюка [274]:

$$X'_{yx} = (0,13 + X_B \alpha_{yx}) / (\alpha_{yx} - 0,058); \quad (4.2)$$

$$X''_{yx} = \frac{0,0006382 + 0,004 \alpha_{yx}}{0,199 + \alpha_{yx}} \exp(0,062 t''_{yx}). \quad (4.3)$$

Значения X'_{yx} в зависимости от коэффициента избытка воздуха в продуктах сгорания перед КТ α_{yx} и влагосодержания дутьевого воздуха X_B показаны на рис. 4.1, а, а значения X''_{yx} в зависимости от t''_{yx} – на рис. 4.1, б. Следует отметить, что даже существенное изменение коэффициента избытка воздуха практически не влияет на значение величины X''_{yx} .

По величине Δg_w^n рассчитывается абсолютное количество конденсата водяных паров Δg_w , которое может быть получено при глубоком охлаждении уходящих газов, образующихся при сжигании 1 м³ природного газа.

$$\Delta g_w = \Delta g_w^n Q_H^c / 1000, \quad (4.4)$$

где Q_H^c – низшая теплота сгорания природного газа, ккал/м³.

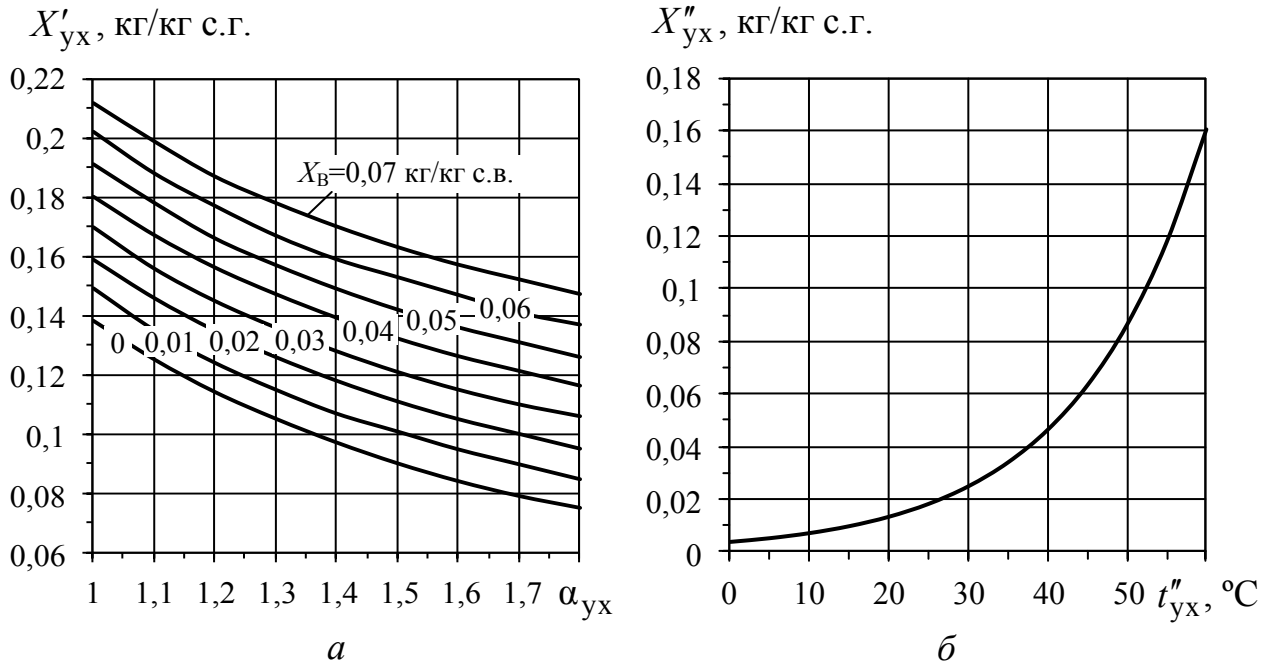


Рис. 4.1. Зависимость влагосодержания продуктов сгорания на входе в КТ X'_{yx} от коэффициента избытка воздуха в продуктах сгорания перед КТ α_{yx} при различных значениях X_B (а) и влагосодержания уходящих из КТ продуктов сгорания X''_{yx} от их температуры на выходе из КТ t''_{yx} (б)

Например, при $\alpha_{yx}=1,3$; $t''_{yx}=40$ °С; $X_B=0,01$ кг/кг с.в.; $Q_H^c=8523$ ккал/м³ получаем: $X'_{yx}=0,11514$ кг/кг с.г.; $X''_{yx}=0,0465$ кг/кг с.г.; $\Delta g_w=0,120635 \cdot 8523/1000=1,02817$ кг/м³.

При повышении X_B до 0,02 кг/кг с.в. $\Delta g_w=1,1849$ кг/м³, а при $X_B=0,07$ кг/кг с.в. – $\Delta g_w=1,9689$ кг/м³.

Следовательно, на количество образующегося из потока газов конденсата водяных паров влияет влагосодержание продуктов сгорания перед теплоутилизатором X'_{yx} и температура уходящих газов на выходе из него t''_{yx} . Температура уходящих газов на входе в КТ t'_{yx} не влияет на Δg_w .

Значения Δg_w в зависимости от t''_{yx} при $\alpha_{yx}=1,3$; $X_B=0,01$ кг/кг с.в. ($t_p=54,62$ °С) и $Q_H^c=8523$ ккал/м³ показаны на рис. 4.2.

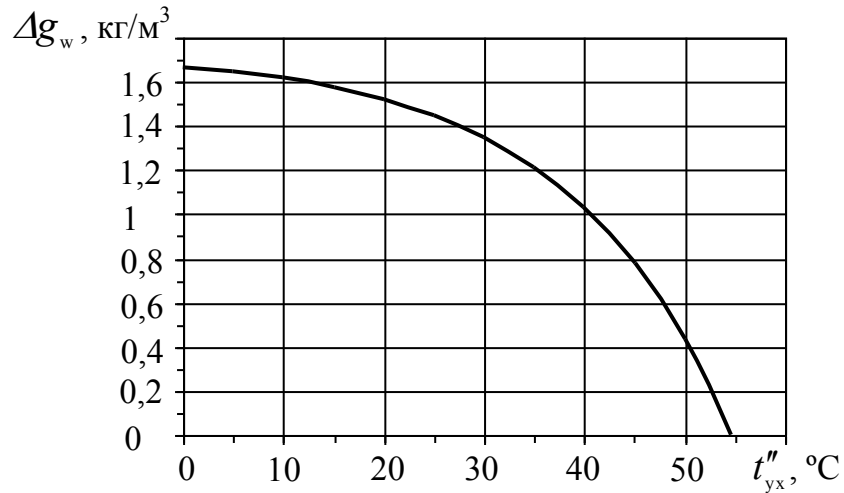


Рис. 4.2. Зависимость величины Δg_w от температуры продуктов сгорания на выходе из КТ t''_{yx}

Анализируя график, приведенный на рис. 4.2, можно сказать, что при охлаждении уходящих газов с 55 до 45 °C; с 45 до 35 °C и с 35 до 25 °C увеличение Δg_w соответственно равно 0,078; 0,044 и 0,024 кг на 1 °C понижения температуры продуктов сгорания. Таким образом, оптимальной температурой охлаждения газов в конденсационном утилизаторе теплоты с точки зрения получения из них конденсата водяных паров является $t''_{yx} = 30\text{--}40$ °C [113, 180].

4.2. Котельная установка с комплексным использованием тепловых вторичных энергоресурсов

При глубоком охлаждении продуктов сгорания природного газа происходит конденсация из них водяных паров. Образующийся в утилизаторе теплоты конденсат, контактируя с газами, поглощает O_2 и CO_2 .

Исследования конденсата, проведенные М.Б. Равичем, Л.И. Друскиным в Московском институте нефти и газа им. Губкина, Г.М. Климовым в Горьковском инженерно-строительном институте, в лаборатории химического анализа Ульяновской ТЭЦ-3, показали достаточно высокие его качества. Конденсат водяных паров из продуктов сгорания природного газа не содер-

жит взвешенных веществ карбонатной жесткости и имеет сухой остаток менее 5 мг/дм³. Конденсат практически является обессоленной водой и его качество превосходит качество умягченной воды, получаемой с водоподготовительных установок теплоэнергетических объектов, и после дегазации он может применяться в качестве питательной воды котлов низкого давления [41, 148, 173].

Установлено, что на количество образующегося из уходящих газов конденсата водяных паров в большей степени влияет содержание влаги в газах на входе в теплоутилизатор и температура газов после него. Повышение влагосодержания продуктов сгорания и расхода выделяющегося из них конденсата водяных паров достигается повышением влагосодержания дутьевого воздуха, например, путем его подогрева в контактном воздухонагревателе. При этом дутьевой воздух достигает практически полного насыщения, его влагосодержание определяется температурой подогрева.

При нагреве контактным способом дутьевого воздуха котла до 45–50 °С его влагосодержание возрастает с 0,008–0,01 до 0,063–0,086 кг/кг с.в. Это количество водяных паров балластом переходит в продукты сгорания. Если в таком случае температуру уходящих газов в утилизаторе теплоты понизить до 40 °С, то расход получаемого из газов конденсата в некоторых случаях будет достаточным для работы котельной без водоумягчительной установки (при расчетной норме подпитки 0,5% объема трубопроводов закрытой системы теплоснабжения).

Рассчитав приведенное количество конденсата Δg_w^n определяется его абсолютное количество Δg_w (см. п. 4.1). Например, при $\alpha_{yx}=1,25$; $t''_{yx}=45$ °С; $X_B=0,01$ кг/кг с.в.; $Q_H^c=7973$ ккал/м³ получаем: $X'_{yx}=0,11955$ кг/кг с.г.; $X''_{yx}=0,06335$ кг/кг с.г.; $\Delta g_w=0,0948 \cdot 7973/1000=0,756$ кг/м³, при $X_B=0,07$ кг/кг с.в. $\Delta g_w=1,602$ кг/м³.

При номинальной паропроизводительности котла ДЕ-10-14 ГМ Ульяновской ТЭЦ-3 (10 т/ч) расход природного газа составляет 712 м³/ч. Внедрение

конденсационного утилизатора теплоты поверхностного типа за паровом котлом позволило повысить коэффициент использования топлива котла в среднем на 7–8% и одновременно снизить концентрацию NO_x в продуктах сгорания на 27–29%. Расход конденсата водяных паров из уходящих газов составил 462 кг/ч. Уменьшение концентрации NO_x в отводимых газах произошло за счет его растворения в выделившемся из газов конденсате водяных паров, при этом точка росы $t_p=55,3$ °С (при $\alpha_{yx}=1,25$). Следовательно, утилизатор теплоты конденсационного типа является в определенной степени и газоуловителем. Причем при повышении расхода выделяющегося из газов конденсата степень очистки уходящих газов от NO_x увеличивается.

При нагревании дутьевого воздуха в контактном воздухонагревателе до 47 °С количество выделяющегося из газов конденсата водяных паров при понижении их температуры до 40 °С составит 1,629 кг/м³ газа, а при сжигании 712 м³/ч газа – 1160 кг/ч.

Повышение влагосодержания дутьевого воздуха приводит к получению дополнительного эффекта в виде снижения концентрации оксидов азота в уходящих газах. Определено, что с повышением влагосодержания дутьевого воздуха с 0,01 до 0,03 кг/кг с.в. концентрация NO_x в уходящих газах уменьшается в 2–3 раза [295].

С целью энергоресурсосбережения и сокращения вредных выбросов в окружающую среду разработана схема котельной установки, работающей на газе, с комплексным использованием тепловых вторичных энергоресурсов (рис. 4.3). Используются выпары атмосферного деаэрата и декарбонизатора, а также теплота уходящих газов в конденсационном утилизаторе с активной насадкой [77, 113, 172, 180].

Котельная установка содержит: снабженный конденсационным теплоутилизатором с активной насадкой (КТАНом) 1 котел 2, параллельно подключенный подводящим и отводящим трубопроводами 3 и 4 соответственно к греющему тракту тепловой сети 5; воздухонагреватель контактного типа 6; декарбонизатор 7; атмосферный деаэратор 10; дымосос 13 и теплообменник

14. При этом патрубок отвода выпара декарбонизатора 7 соединен трубопроводом 8 с всасывающим коробом дутьевого вентилятора 9, а патрубок отвода выпара деаэрата соединен трубопроводом 11 с газоходом 12. Теплоутилизатор 1 имеет сборник 15 орошающей воды и конденсата водяных паров из уходящих газов, соединенный с подводящим трубопроводом 3 котла 2 через декарбонизатор 7 и деаэратор 10.

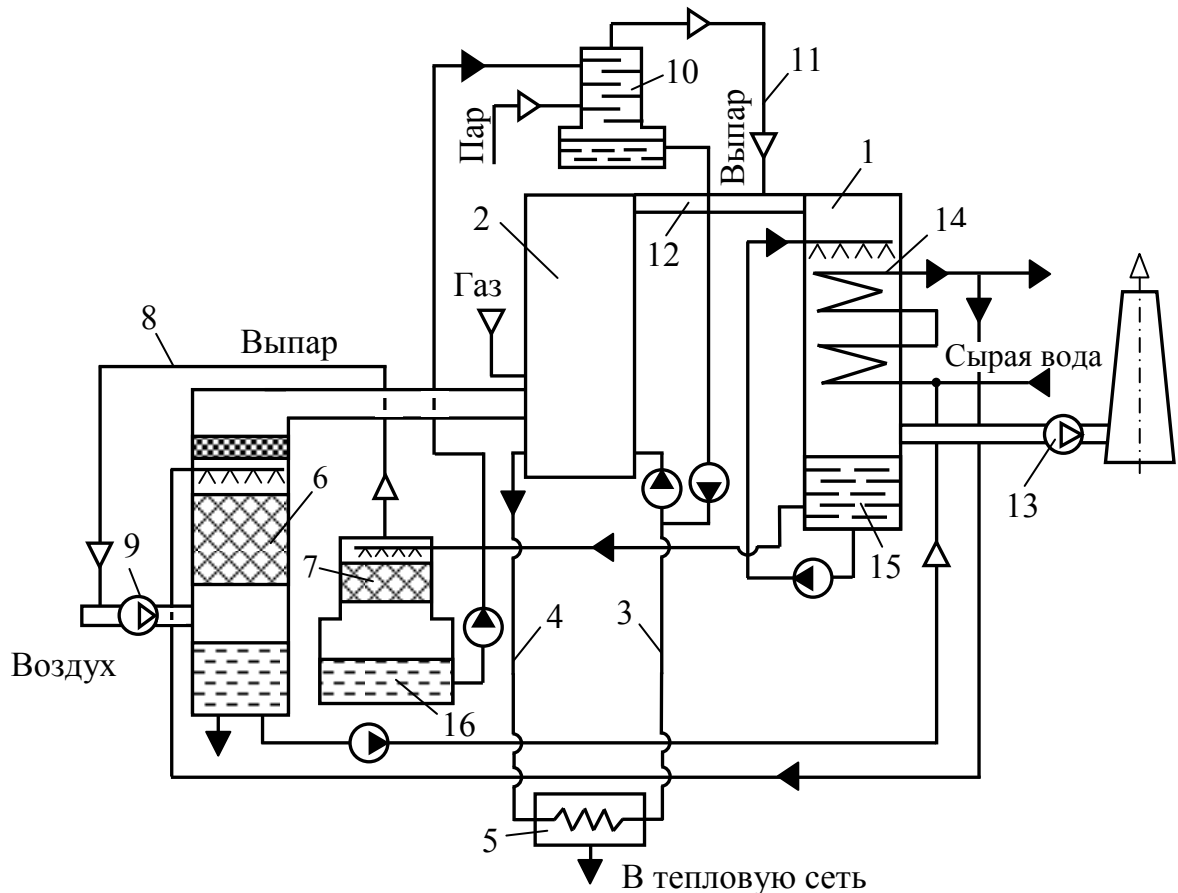


Рис. 4.3. Схема котельной с комплексным использованием тепловых вторичных энергоресурсов:

1 – КТАН; 2 – котел; 3,4 – подводящий и отводящий трубопроводы; 5 – теплообменник; 6 – воздухонагреватель контактного типа; 7 – декарбонизатор; 8, 11 – трубопровод отвода выпара; 9 – вентилятор; 10 – деаэратор; 12 – газоход; 13 – дымосос; 14 – активная насадка утилизатора; 15, 16 – бак для сбора воды

Поток газов в теплоутилизаторе охлаждается ниже точки росы. В результате из них конденсируется часть водяных паров. Нагреваемая за счет контакта с газами орошающая вода проходя через активную насадку 14 охлаждается, сливается в бак 15 и из него насосом снова подается в утилизатор

теплоты 1.

Конденсат водяных паров, выделяющийся в утилизаторе из потока газов в результате понижения их температуры до температуры ниже точки росы, поступает в бак 15. Из бака 15 необходимое количество воды подается в декарбонизатор 7 для снижения концентрации растворенного в ней CO_2 . Пройдя через насадочный слой декарбонизатора вода сливается в бак 16. Из бака 16 вода насосом подается в колонку атмосферного деаэратора 10, после обработки в котором используется в качестве подпиточной воды тепловой сети.

Нагрев дутьевого воздуха осуществляется в воздухонагревателе 6 за счет непосредственного контакта с водой, нагретой в трубках активной насадки теплоутилизатора 1. После воздухонагревателя 6 нагретый воздух подается в котел для горения топлива. Образующиеся в процессе горения природного газа продукты сгорания по газоходу 12 подаются в конденсационный теплообменник 1 с активной насадкой. Повышение влагосодержания дутьевого воздуха приводит к возрастанию расхода конденсата водяных паров, получаемого из газов в утилизаторе.

Подача выпара декарбонизатора 7 во всасывающий короб вентилятора 9 позволяет полностью его использовать и в определенной мере снизить производительность контактного воздухонагревателя 6.

Выходящий из воздухонагревателя 6 охлажденный поток воды направляется в утилизатор теплоты 1, в рабочих трубках которого вода подогревается и снова используется в качестве греющего теплоносителя в контактном воздухонагревателе 6. Причем часть воды затрачивается на компенсацию испарившейся в подогревателе 6 воды.

Применительно к паровой котельной Ульяновской ТЭЦ-3, включающей три котла ДЕ-10-14 ГМ, КПД котлов по высшей теплоте сгорания топлива увеличится на 7–8%, производительность химводоочистки снизится на 2,3–2,4 т/ч из расчета постоянной работы двух котлов, полностью будут утилизированы выпары атмосферных деаэраторов и уменьшится концентрация NO_x в отводимых газах не менее чем в 2 раза.

При использовании конденсата из продуктов сгорания природного газа в качестве подпиточной воды тепловой сети происходит снижение расхода реагентов и электроэнергии на приготовление химочищенной воды. При этом уменьшается количество сбрасываемых отмывочных и отработавших регенерационных вод от умягчительных ионообменных фильтров в окружающую среду.

4.3. Анализ водно-химического режима энергетических котлов Безымянской ТЭЦ и Саранской ТЭЦ-2

По программам энергетических обследований предприятий ОАО “Самараэнерго” и ОАО “Мордовэнерго” в 2004 г. выполнен анализ ведения водно-химического режима (ВХР) котлов среднего давления Безымянской ТЭЦ (БТЭЦ) (ст. №№ 1–5) и котлов I и II очереди Саранской ТЭЦ-2 (ст. №№ 1–6) [105, 173].

На БТЭЦ установлены следующие котлоагрегаты среднего давления: два котла КО-III-200 (ст. №№ 1, 2), один ТКП-3-200 (ст. № 3) и два котла KSG-140 (ст. №№ 4, 5). Данные анализа ВХР котлов среднего давления БТЭЦ представлены в табл. 4.1.

Величина непрерывной продувки для котлов ст. №№ 1, 3, 4 (см. табл. 4.1) по результатам обследования 10.03.2004 г. соответственно составляла 6,54; 6,9; 7,29%; по результатам обследования 14.03.2004 г. – 7,69; 7,83; 10,19%; по результатам обследования 16.03.2004 г. – 5,01; 5,14; 5,53%. Норма непрерывной продувки для котлов среднего давления БТЭЦ, установленная химслужбой ОАО “Самараэнерго”, равна 5%. Таким образом, в марте 2004 г. по результатам обследования имелись превышения величины непрерывной продувки, изменяющиеся от 0,01 до 2,69% для котла ст. № 1; от 0,14 до 2,83% для котла ст. № 3 и от 0,53 до 5,19% для котла ст. № 4.

Значения величины p , %, котлов среднего давления БТЭЦ, определенные по результатам измерений расходов продувочной воды и паропроизво-

дательностей котлов, приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.1

Состояние ВХР котлов среднего давления БТЭЦ

Ст. № котла	Дата	Время отбора	Нагрузка котла, т/ч	Питательная вода			Котловая вода				Фосфаты, мг/дм ³	Перегретый пар, рН	Кислород, мкг/дм ³	p, %	
				Жесткость, мкг-экв/дм ³	Солесодержание, мг/дм ³	Аммиак, мкг/дм ³	Гидразин, мкг/дм ³	1 ступень		3 ст., левый циклон					3 ст., правый циклон
								Фосфаты, мг/дм ³	Соле-содержание, мг/дм ³						
1	22.01.2004	13:30	181	2	140	1000	16,0	3,2	364	5600	4120	7,8-8,1	7,4	17	2,97
2			Техническое обслуживание												
3			184	3	190	1000	9,0	3,2	418	3600	3520	8,1-7,7	7,5		5,64
4			93	3	140	1000	11,0	1,4	720	3080	-	4,5	7,5		4,76
5			96	2	130	885	7,0	2,3	1450	3180	-	4,7	7,3		4,26
1	10.02.2004	13:30	163	3	140	850	19,5	2,5	384	3900	3900	11,6-12,6	7,3	19	3,72
2			151	3	120	800	20,0	2,5	444	3500	3530	14,8-13,0	7,4		3,53
3			167	3	153	800	20,0	3,2	520	3450	3530	18,8-19,6	7,3		4,58
4			69	3	130	925	30,0	2,0	830	2900	-	5,6	7,4		4,69
5			Проточная консервация, содержание O ₂ : ВЭ - 264, ПП - 18												
1	10.03.2004	13:30	145	4	216	925	12,0	1,8	800	3640	3400	7,2-7,0	7,3	16	6,54
2			Проточная консервация, содержание O ₂ : ВЭ - 15, ПП - 17												
3			149	4	200	850	7,0	1,8	730	3100	3100	5,4-5,2	7,9		6,90
4			67	4	195	850	0	1,6	1000	2870	-	4,7	7,0		7,29
5			Проточная консервация, содержание O ₂ : ВЭ - 20, ПП - 23												
1	14.03.2004	13:30	150	3	276	750	20,5	2,5	630	3550	4180	11,0-9,8	7,4	16	7,69
2			Проточная консервация, содержание O ₂ : ВЭ - 20, ПП - 20												
3			152	3	276	725	7,5	2,7	830	4340	3260	8,7	7,4		7,83
4			65	3	235	725	9,5	1,4	1600	2540	-	4,3	7,5		10,19
5			Проточная консервация, содержание O ₂ : ВЭ - 23, ПП - 25												
1	15.03.2004	13:30	165	3	210	925	23,0	2,7	700	5260	4650	12,2-10,0	7,3	18	4,43
2			Проточная консервация, содержание O ₂ : ВЭ - 23, ПП - 23												
3			158	3	200	800	14,5	3,2	750	3500	3350	12,2-13,0	7,2		6,20
4			63	3	210	750	9,0	1,8	1050	2870	-	5,0	7,25		7,89
5			Проточная консервация, содержание O ₂ : ВЭ - 25, ПП - 26												
1	16.03.2004	13:30	160	3	210	1142	34,0	2,5	750	4400	4400	9,8-10,4	7,6	18	5,01
2			Проточная консервация, содержание O ₂ : ВЭ - 22, ПП - 25												
3			166	3	195	903	13,0	2,5	800	4180	3800	9,6-9,2	7,5		5,14
4			64	3	175	750	4,0	1,6	1050	3340	-	5,0	6,9		5,53
5			Проточная консервация, содержание O ₂ : ВЭ - 26, ПП - 27												

Примечания.

1. Величина непрерывной продувки p , %, котла определялась по формуле

$$p=100(S_{П.В} - S_{П})/(S_{ПР.В} - S_{П.В}),$$

где $S_{П.В}$, $S_{ПР.В}$, $S_{П}$ – солесодержание соответственно питательной воды, продувоч-

ной воды и насыщенного пара, мг/дм³.

2. При определении величины непрерывной продувки для котлов среднего давления солесодержание насыщенного пара можно не учитывать [280].

Таблица 4.2

Величина непрерывной продувки p , %, котлов среднего давления БТЭЦ

Дата	Станционный номер котла					Дата	Станционный номер котла			
	1	2	3	4	5		1	2	3	4
22.01.04	3,3	-	5,34	4,8	4,26	26.02.04	3,9	4,4	4,8	5,3
11.01.04	2,7	2,4	2,8	4,0	-	02.03.04	5,9	-	5,4	8,3
25.01.04	3,0	-	3,4	4,6	5,1	05.03.04	6,3	-	7,4	9,6
02.02.04	3,1	-	2,8	3,1	4,5	10.03.04	5,5	-	6,2	7,7
10.02.04	3,9	3,4	4,6	5,1	-	15.03.04	5,8	-	6,6	8,3

Примечание: величина непрерывной продувки p , %, котла определялась по формуле $p=(G_{\text{пр.в}}/D)100$. Здесь $G_{\text{пр.в}}$ и D – соответственно расход продувочной воды и паропроизводительность котла, т/ч.

Среднее значение величины непрерывной продувки для котлов ст. №№ 1, 3, 4 по результатам обследования, проводимого 02.03.2004; 05.03.2004; 10.03.2004 и 15.03.2004 г. (см. табл. 4.2) соответственно было равно 6,53; 7,77; 6,47 и 6,9%. Превышение среднего значения величины непрерывной продувки для котлов ст. №№ 1, 3, 4 в марте 2004 г. в среднем составляло 1,92%.

Выполнен анализ ведения ВХР котлов I и II очереди Саранской ТЭЦ-2, по данным которого определена величина непрерывной продувки котлов (табл. 4.3). К котлам I очереди относятся четыре барабанных котла ПК-19 (ст. №№ 1–4), к котлам II очереди – два барабанных котла ТП-47 (ст. №№ 5, 6). Норма непрерывной продувки для котлов I и II очереди Саранской ТЭЦ-2, установленная химслужбой ОАО “Мордовэнерго”, составляет 5%.

Величина непрерывной продувки для котлов ст. №№ 2, 3, 4, 5, 6 по результатам обследования 30.06.2004; 05.07.2004; 27.06.2004; 10.02.2004; 10.01.2004 г. (см. табл. 4.3) соответственно была равна 6,02; 7,42; 5,85; 8,5; 6,84%. Превышение $\Delta p=p_{\text{факт}} - p_{\text{норм}}$ составляло 1,02; 2,42; 0,85; 3,5; 1,84% соответственно для котлов ст. №№ 2, 3, 4, 5, 6.

Среднее значение величины непрерывной продувки для котлов II очереди (ст. №№ 5, 6) по результатам обследования 10.01.2004 г. (см. табл. 4.3) составляло 6,09%; по результатам обследования 20.04.2004 г. – 6,46%, превышения $p_{\text{норм}}$ соответственно были равны 1,09 и 1,46%.

Таблица 4.3

**Величина непрерывной продувки p , %, котлов I и II очереди
Саранской ТЭЦ-2**

Дата	Станционный номер котла					Дата	Станционный номер котла					
	1	2	3	5	6		1	2	3	4	5	6
10.01.04	-	5,26	-	5,33	6,84	10.04.04	-	-	-	-	3,88	4,11
20.01.04	-	4,4	-	5,1	4,3	20.04.04	-	-	-	-	6,43	6,48
28.01.04	3,08	3,19	-	3,21	3,25	28.04.04	-	-	-	-	3,06	4,47
10.02.04	4,2	4,1	-	8,5	-	10.05.04	-	1,98	1,95	-	1,95	2,19
20.02.04	2,9	3,06	-	3,59	-	20.05.04	3,03	3,39	3,86	3,19	3,14	-
28.02.04	2,64	2,63	-	-	3,05	28.05.04	-	2,0	1,97	-	2,38	2,38
10.03.04	4,18	3,86	-	-	4,78	27.06.04	-	-	6,17	5,85	-	-
20.03.04	3,27	-	-	-	3,37	30.06.04	-	6,02	4,17	2,22	-	1,85
28.03.04	4,44	4,27	5,8	-	-	05.07.04	-	4,92	7,42	2,26	-	1,63

Для оценки влияния величины непрерывной продувки котлов на экономичность ТЭЦ разработана методика экономического расчета теплоносителя и теплоты, теряемых с непрерывной продувкой котлов. Произведена оценка влияния величины непрерывной продувки котлов среднего давления на экономичность Безымянской ТЭЦ [84, 94, 105, 173, 179] и котлов I и II очереди – на экономичность Саранской ТЭЦ-2 [76, 93, 108, 173]. Схемы утилизации продувочной воды котлов указанных ТЭЦ и результаты выполненных расчетов приведены в п. 4.4 настоящей работы.

4.4. Методика экономического расчета потерь теплоносителя и теплоты с непрерывной продувкой котлов

4.4.1. Расчет потерь с непрерывной продувкой котлов среднего давления Безымянской ТЭЦ

Непрерывная продувка парового котла производится для снижения концентрации минеральных примесей в котловой воде. Согласно традиционному способу утилизации продувочной воды ее теплоту используют в расширите-

лях непрерывной продувки (РНП) и в теплообменниках.

На станциях с котлами среднего давления и в промышленных котельных обычно применяется одноступенчатое расширение продувочной воды, а на станциях с котлами высокого давления – двухступенчатое расширение и сепарация продувочной воды [66, 282].

С целью снижения потерь количества продувочной воды котлов среднего давления и ее теплоты на Безымянской ТЭЦ ОАО “Самараэнерго” установлены утилизаторы теплоты УТ № 1 и УТ № 2, причем работают они поочередно. Схема утилизации продувочной воды котлов среднего давления БТЭЦ показана на рис. 4.4.

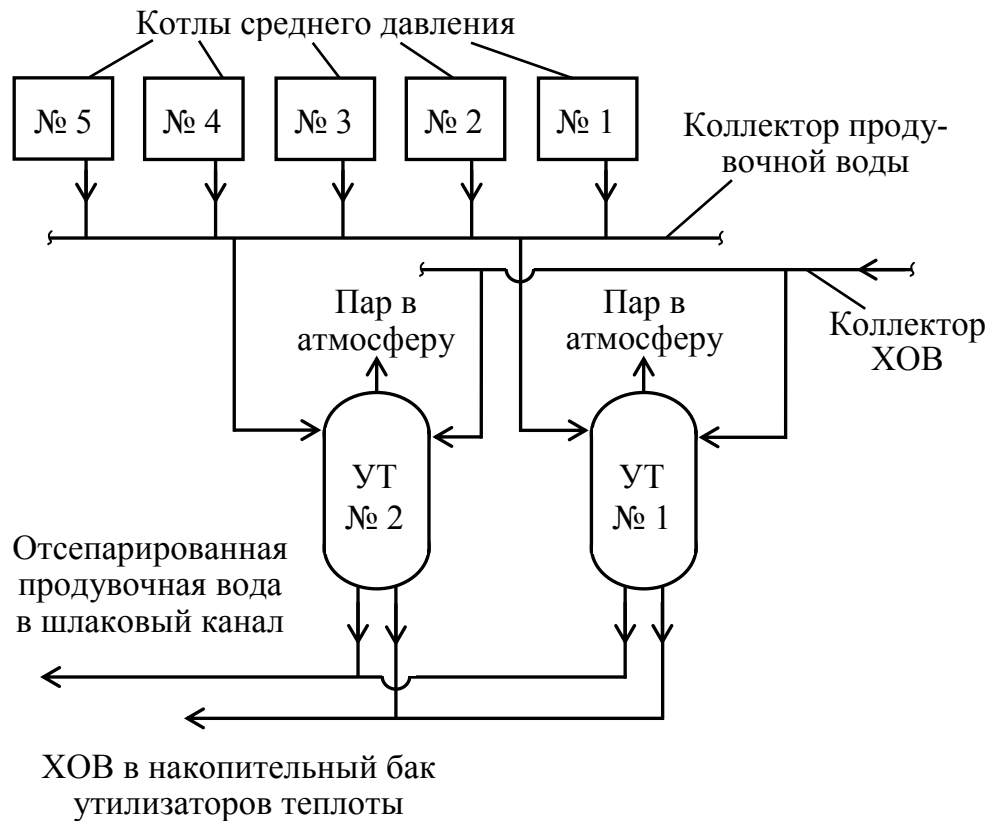


Рис. 4.4. Схема утилизации продувочной воды котлов среднего давления БТЭЦ

Сначала продувочная вода от котлов среднего давления (станционные №№ 1–5) направляется в один из УТ, в котором поддерживается давление $p_{\text{УТ}} = 0,15$ МПа, при этом давление в барабане котлов $p_{\text{б}} = 3,4$ МПа. В результате

падения давления в УТ часть продувочной воды испаряется. Образующийся пар используется для нагрева поступающей в УТ химочищенной воды, расход которой равен 40 т/ч. Температура химочищенной воды на входе в УТ – 30 °С, на выходе из него – 80 °С. Несконденсировавшийся пар отводится из УТ в атмосферу, а оставшаяся часть продувочной воды сбрасывается в шлаковый канал. Нагрев химочищенной воды осуществляется во встроенной части УТ, на боковой поверхности которой имеются окна (рис. 4.5). Через эти окна проходит пар, выделяющийся из продувочной воды.

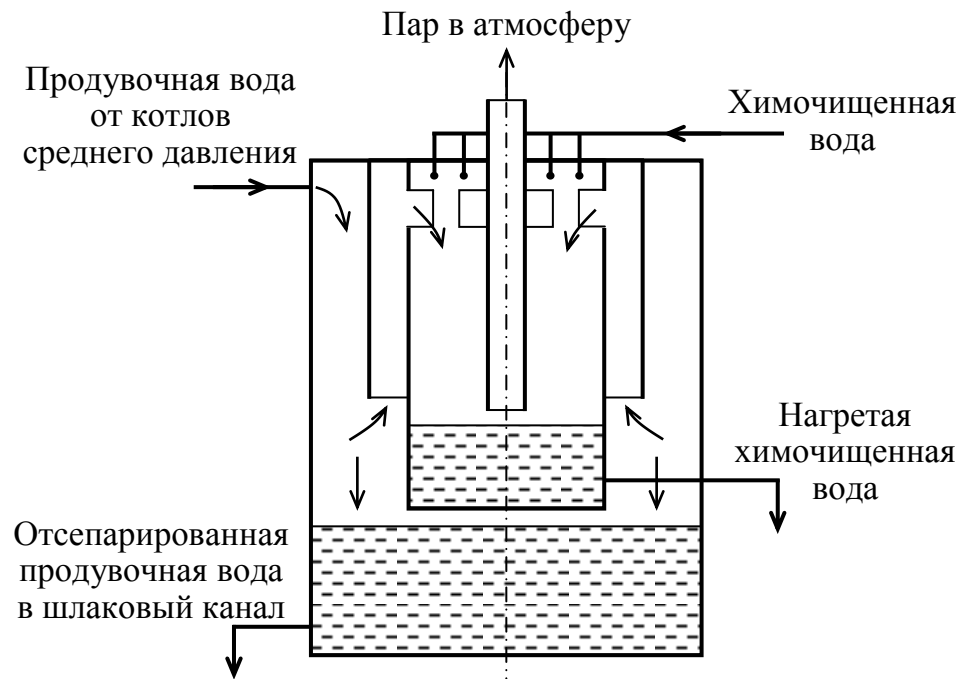


Рис. 4.5. Конструктивная схема утилизатора теплоты

Норма непрерывной продувки для котлов среднего давления БТЭЦ составляет 5%. Для оценки влияния величины непрерывной продувки котлов среднего давления на экономичность БТЭЦ разработана методика определения суточной потери теплоносителей и теплоты в денежном выражении с непрерывной продувкой барабанных котлов [94, 105, 173, 179].

Общий расход продувочной воды $G_{\text{пр.в}}$, кг/ч, поступающей в УТ от котлов:

$$G_{\text{пр.в}} = \frac{D_1 p_1}{100} + \frac{D_2 p_2}{100} + \frac{D_3 p_3}{100} + \frac{D_4 p_4}{100} + \frac{D_5 p_5}{100}, \quad (4.5)$$

где D_i – паропроизводительность i -того котла, кг/ч; p_i – величина непре-

рывной продувки i - того котла, %.

Учитывая, что $D_1 = D_2 = 180$ т/ч, $D_3 = 200$ т/ч и $D_4 = D_5 = 100$ т/ч и принимая $p_1 = p_2 = p_3 = p_4 = p_5 = p$, формулу (4.5) можно записать в следующем виде:

$$G_{\text{пр.в}} = \frac{p}{100} (2D_1 + D_3 + 2D_4). \quad (4.6)$$

Расход воды $G_{\text{УТ}}$, кг/ч, теряемой с непрерывной продувкой котлов:

$$G_{\text{УТ}} = \frac{p}{100} (2D_1 + D_3 + 2D_4)(1 - d), \quad (4.7)$$

где d – количество пара, выделяющегося из 1 кг продувочной воды в УТ, кг/кг.

Величина d определяется по формуле

$$d = (h_{\text{пр}} - h_{\text{УТ}}^{\text{B}}) / (h_{\text{УТ}}^{\text{П}} - h_{\text{УТ}}^{\text{B}}), \quad (4.8)$$

где $h_{\text{пр}}$ и $h_{\text{УТ}}^{\text{B}}$ – энтальпия кипящей воды соответственно при давлении в барабане котла и в УТ, кДж/кг; $h_{\text{УТ}}^{\text{П}}$ – энтальпия сухого насыщенного пара при давлении в УТ, кДж/кг.

Уравнение теплового баланса для встроенной части УТ в окончательном виде:

$$G_{\text{хов}} h_1 + D_{\text{п}} h_{\text{УТ}}^{\text{П}} = (G_{\text{хов}} + D_{\text{п}}) h_2, \quad (4.9)$$

где $G_{\text{хов}}$ – расход химочищенной воды, поступающей в УТ, кг/ч; $D_{\text{п}}$ – расход пара, конденсирующегося в УТ, кг/ч; h_1 и h_2 – энтальпия химочищенной воды соответственно на входе в УТ и на выходе из него, кДж/кг.

Из уравнения (4.9) выразим расход конденсирующегося в УТ пара $D_{\text{п}}$, кг/ч:

$$D_{\text{п}} = G_{\text{хов}} \frac{h_2 - h_1}{h_{\text{УТ}}^{\text{П}} - h_2}. \quad (4.10)$$

Расход пара $D_{\text{УТ}}^{\text{П}}$, кг/ч, выделяющегося из продувочной воды в УТ:

$$D_{\text{УТ}}^{\text{П}} = \frac{p}{100} (2D_1 + D_3 + 2D_4) d. \quad (4.11)$$

Расход пара $D_{\text{УТ}}$, кг/ч, отводимого в атмосферу из УТ:

$$D_{\text{УТ}} = D_{\text{УТ}}^{\text{п}} - D_{\text{п}} = \frac{p}{100} (2D_1 + D_3 + 2D_4) d - G_{\text{хов}} \frac{h_2 - h_1}{h_{\text{УТ}}^{\text{п}} - h_2}. \quad (4.12)$$

По формулам (4.6), (4.7) и (4.12) определены соответственно расход продувочной воды, поступающей в УТ от котлов, расход воды, теряемой с непрерывной продувкой котлов, и расход пара, отводимого в атмосферу из УТ: $G_{\text{пр.в}} = 7600p$ кг/ч; $G_{\text{УТ}} = 5638p$ кг/ч; $D_{\text{УТ}} = 1962p - 3549$ кг/ч. Из последнего выражения следует, что при величине непрерывной продувки $p < 1,81\%$ количества пара, выделяющегося из продувочной воды в УТ, будет недостаточно для нагрева поступающей в него химочищенной воды с 30 до 80 °С, т.е. в таком случае химочищенная вода будет нагреваться в УТ до температуры $t_2 < 80$ °С, а $D_{\text{УТ}} = 0$. На рис. 4.6 показаны значения $G_{\text{пр.в}}$, $G_{\text{УТ}}$ и $D_{\text{УТ}}$ в зависимости от величины непрерывной продувки.

Суточный расход воды $G_{\text{УТ}}^{\text{сут}}$, кг/сут., теряемой с непрерывной продувкой котлов:

$$G_{\text{УТ}}^{\text{сут}} = G_{\text{УТ}} T = \frac{pT}{100} (2D_1 + D_3 + 2D_4) (1 - d), \quad (4.13)$$

где $T = 24$ ч/сут.

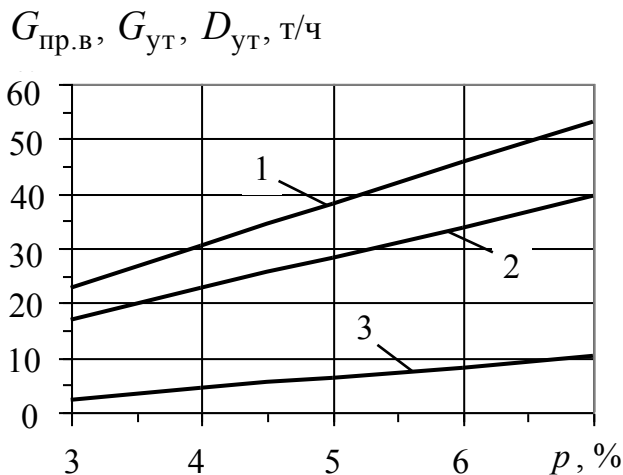


Рис. 4.6. Графики зависимости расхода поступающей в УТ продувочной воды (1), расхода воды (2), теряемой с непрерывной продувкой котлов, и расхода пара (3), отводимого в атмосферу из УТ, от величины непрерывной продувки

На станции потеря воды с непрерывной продувкой котлов восполняется химочищенной (добавочной) водой. Суточная потеря количества воды в денежном выражении $\Pi_{\text{В1}}$, руб./сут., с непрерывной продувкой котлов:

$$\Pi_{\text{В1}} = G_{\text{УТ}}^{\text{сут}} S_{\text{в}}, \quad (4.14)$$

где $S_{\text{в}}$ — себестоимость 1 кг химочищенной воды, руб./кг; $S_{\text{в}} = 0,0103$ руб./кг (по ценам 2004 г.).

Количество теплоты Q_B , Гкал/сут., теряемое с отводимой из УТ продувочной водой за сутки:

$$Q_B = G_{\text{УТ}}^{\text{сут}} h_{\text{УТ}}^B \frac{10^{-6}}{4,1868} = \frac{24h_{\text{УТ}}^B p 10^{-6}}{418,68} (2D_1 + D_3 + 2D_4)(1-d). \quad (4.15)$$

Суточная потеря теплоты в денежном выражении Π_{B2} , руб./сут., с продувочной водой, отводимой из УТ:

$$\Pi_{B2} = Q_B S_T = \frac{24h_{\text{УТ}}^B p 10^{-6} S_T}{418,68} (2D_1 + D_3 + 2D_4)(1-d), \quad (4.16)$$

где S_T – себестоимость тепловой энергии, руб./Гкал; $S_T = 136,843$ руб./Гкал (по ценам 2004 г.).

По формулам (4.14) и (4.16) определены соответственно Π_{B1} и Π_{B2} , руб./сут.: $\Pi_{B1} = 1394p$; $\Pi_{B2} = 2066p$.

Суточный расход пара $D_{\text{УТ}}^{\text{сут}}$, кг/сут., отводимого в атмосферу из УТ:

$$D_{\text{УТ}}^{\text{сут}} = TD_{\text{УТ}} = 24 \left(\frac{p}{100} (2D_1 + D_3 + 2D_4)d - G_{\text{ХОВ}} \frac{h_2 - h_1}{h_{\text{УТ}}^{\text{п}} - h_2} \right). \quad (4.17)$$

Количество теплоты $Q_{\text{п}}$, Гкал/сут., теряемое с отводимым в атмосферу паром из УТ за сутки:

$$Q_{\text{п}} = D_{\text{УТ}}^{\text{сут}} h_{\text{УТ}}^{\text{п}} \frac{10^{-6}}{4,1868} = \frac{24h_{\text{УТ}}^{\text{п}} 10^{-6}}{4,1868} \left(\frac{p}{100} (2D_1 + D_3 + 2D_4)d - G_{\text{ХОВ}} \frac{h_2 - h_1}{h_{\text{УТ}}^{\text{п}} - h_2} \right). \quad (4.18)$$

Суточная потеря количества отводимого в атмосферу из УТ пара в денежном выражении $\Pi_{\text{п1}}$, руб./сут., составляет

$$\Pi_{\text{п1}} = D_{\text{УТ}}^{\text{сут}} S_B = 24S_B \left(\frac{p}{100} (2D_1 + D_3 + 2D_4)d - G_{\text{ХОВ}} \frac{h_2 - h_1}{h_{\text{УТ}}^{\text{п}} - h_2} \right) = 485p - 877. \quad (4.19)$$

Суточная потеря теплоты в денежном выражении $\Pi_{\text{п2}}$, руб./сут., с отводимым в атмосферу паром из УТ:

$$\Pi_{\text{п2}} = Q_{\text{п}} S_T = \frac{24h_{\text{УТ}}^{\text{п}} 10^{-6} S_T}{4,1868} \left(\frac{p}{100} (2D_1 + D_3 + 2D_4)d - G_{\text{ХОВ}} \frac{h_2 - h_1}{h_{\text{УТ}}^{\text{п}} - h_2} \right) = 4145p - 7496. \quad (4.20)$$

Суточная потеря теплоносителей в денежном выражении Π_1 , руб./сут., с непрерывной продувкой котлов:

$$\Pi_1 = \Pi_{B1} + \Pi_{П1} = 1879 p - 877.$$

Суточная потеря теплоты в денежном выражении Π_2 , руб./сут., с непрерывной продувкой котлов:

$$\Pi_2 = \Pi_{B2} + \Pi_{П2} = 6211 p - 7496.$$

Таким образом, суточная потеря теплоносителей и теплоты в денежном выражении Π , руб./сут., с непрерывной продувкой котлов составляет величину $\Pi = \Pi_1 + \Pi_2 = 8090 p - 8373$.

Значения Π_1 , Π_2 и Π в зависимости от величины непрерывной продувки представлены на рис. 4.7. Результаты выполненного расчета показывают, что при $p_{\text{норм}} = 5\%$ суточная потеря $\Pi = 32,1$ тыс. руб./сут (рис. 4.7).

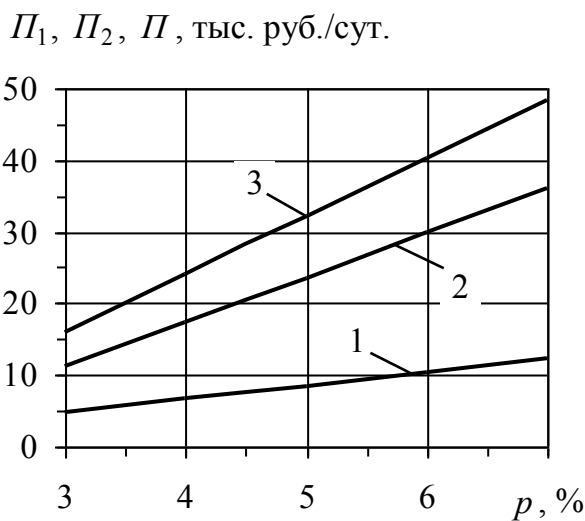


Рис. 4.7. Графики зависимости суточной потери в денежном выражении теплоносителей (1), теплоты (2) и общей суточной потери (3) с непрерывной продувкой котлов от величины непрерывной продувки

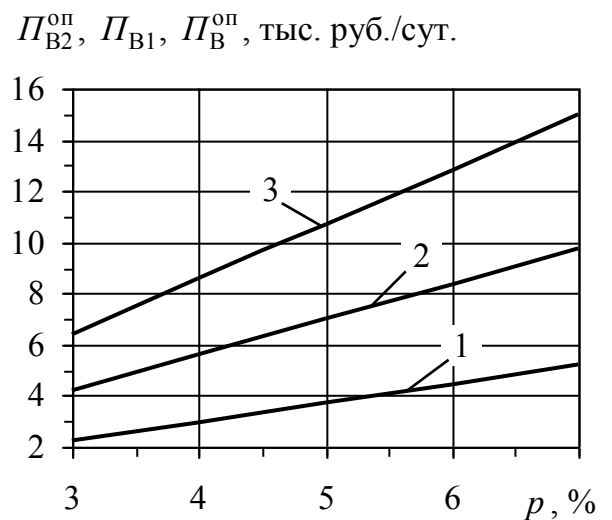


Рис. 4.8. Графики зависимости суточной потери в денежном выражении теплоты с продувочной водой после охладителя продувки (1), количества воды с непрерывной продувкой котлов (2) и суммарной суточной потери (3) от величины непрерывной продувки

При одновременной наработке котлов среднего давления, равной 5000 ч/год, годовая потеря с непрерывной продувкой пяти котлов при $p_{\text{норм}}$ составляет $0,0321 \cdot 5000 / 24 = 6,7$ млн.руб/год. Превышение $p_{\text{норм}}$, например, на

0,5% приводит к дополнительной потере 4 тыс.руб/сут (833 тыс.руб/год) [94]. С целью снижения суточной потери Π целесообразно выходящий из УТ пар подавать в атмосферный деаэрактор, а продувочную воду, отводимую из УТ, направлять в теплообменник – охладитель продувки, в котором она будет охлаждаться водой, используемой в цикле станции, например, до 40 °С.

Суточная потеря теплоты с отводимой из УТ продувочной водой после охладителя продувки в денежном выражении $\Pi_{B2}^{оп}$, руб./сут., составит:

$$\Pi_{B2}^{оп} = \frac{24h_{оп}p10^{-6}S_T}{418,68}(2D_1 + D_3 + 2D_4) \times (1 - d) = 741p, \quad (4.21)$$

где $h_{оп}$ – энтальпия продувочной воды после охладителя продувки, кДж/кг.

В таком случае суточная потеря количества воды и ее теплоты с непрерывной продувкой котлов в денежном выражении $\Pi_B^{оп}$, руб./сут., равна величине

$$\Pi_B^{оп} = \Pi_{B1} + \Pi_{B2}^{оп} = 24p(2D_1 + D_3 + 2D_4)(1 - d) \left(\frac{S_B}{100} + \frac{h_{оп}10^{-6}S_T}{418,68} \right) = 2135p. \quad (4.22)$$

Значения $\Pi_{B2}^{оп}$, Π_{B1} и $\Pi_B^{оп}$ в зависимости от величины непрерывной продувки показаны на рис. 4.8.

Определена величина $\Delta\Pi$, руб./сут., на которую уменьшится суточная потеря Π , руб./сут., с непрерывной продувкой котлов при подаче выходящего из УТ пара в атмосферный деаэрактор и охлаждении отводимой из УТ продувочной воды до 40 °С в охладителе продувки:

$$\Delta\Pi = \Pi - \Pi_B^{оп} = 5955p - 8373. \quad (4.23)$$

Значения $\Delta\Pi$ в зависимости от величины непрерывной продувки показаны на рис. 4.9.

По представленному на рис. 4.9 графику можно определить, что при $p_{норм} = 5\%$ $\Delta\Pi = 21,4$ тыс. руб./сут., т.е., если выходящий из

$\Delta\Pi$, тыс. руб./сут.

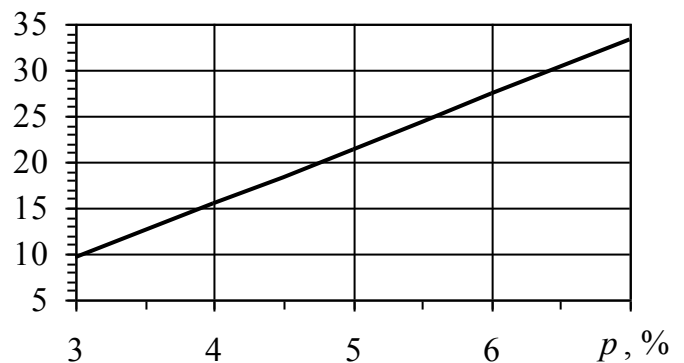


Рис. 4.9. График зависимости $\Delta\Pi$ от величины непрерывной продувки

УТ пар направлять в атмосферный деаэратор, а отводимую из УТ продувочную воду охлаждать до 40 °С, потеря с непрерывной продувкой котлов при $p_{\text{норм}}$ уменьшится на 4,5 млн.руб./год при одновременной наработке котлов среднего давления 5000 ч/год и будет составлять $6,7-4,5=2,2$ млн.руб./год.

4.4.2. Расчет потерь с непрерывной продувкой энергетических котлов Саранской ТЭЦ-2

На Саранской ТЭЦ-2 выработка пара высоких параметров осуществляется энергетическими котлами I и II очереди. К энергетическим котлам I очереди относятся четыре барабанных котла ПК-19, а к энергетическим котлам II очереди – два барабанных котла ТП-47. Паропроизводительность котла ПК-19 $D=150$ т/ч, давление в барабане $p_{\text{б}}=11$ МПа; для котла ТП-47: $D=230$ т/ч, $p_{\text{б}}=11,5$ МПа.

С целью снижения потери количества воды и ее теплоты с непрерывной продувкой энергетических котлов на станции установлены расширители непрерывной продувки (РНП), при этом применено двухступенчатое расширение продувочной воды (рис. 4.10).

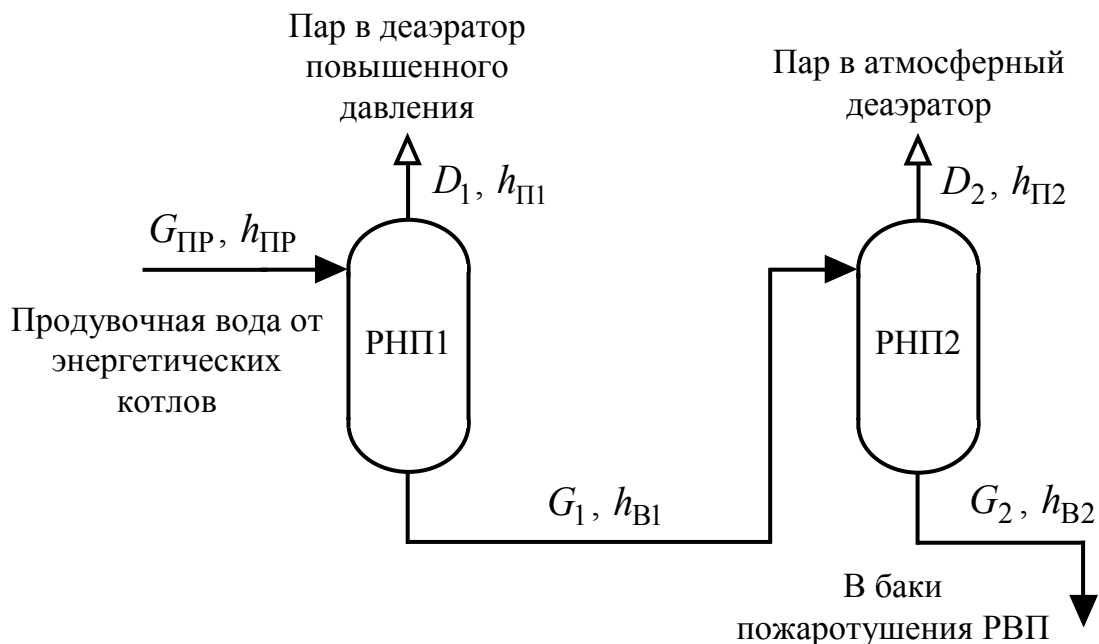


Рис. 4.10. Схема утилизации продувочной воды энергетических котлов Саранской ТЭЦ-2

Продувочную воду от энергетических котлов I очереди направляют в РНП первой ступени I очереди, а от энергетических котлов II очереди – в РНП первой ступени II очереди. В расширителях первой ступени поддерживается давление 0,8 МПа. Пар из РНП первой ступени I и II очереди отводят в деаэрактор повышенного давления, а отсепарированную продувочную воду направляют соответственно в РНП второй ступени I очереди и в РНП второй ступени II очереди, в которых поддерживается давление 0,15 МПа. Пар из расширителей второй ступени отводят в атмосферный деаэрактор, а воду направляют в баки пожаротушения регенеративных воздухоподогревателей (РВП) и в баки для обмывки хвостовых поверхностей нагрева барабанных котлов I и II очереди, т.е. эта вода в цикле паротурбинной установки не используется.

Расход удаляемой из котла воды при непрерывной продувке регламентируется ПТЭ [257]. Нормативное значение величины непрерывной продувки энергетических котлов I и II очереди Саранской ТЭЦ-2 составляет 5%.

Для оценки влияния величины непрерывной продувки энергетических котлов I и II очереди на экономичность Саранской ТЭЦ-2 предлагается определять суточные (годовые) потери количества воды и теплоты в денежном выражении с непрерывной продувкой котлов [76, 93, 108, 173].

Расход отводимой из котла продувочной воды G , кг/ч, определяется по формуле

$$G = \frac{Dp}{100}, \quad (4.24)$$

где D – паропроизводительность котла, кг/ч; p – величина непрерывной продувки котла, %.

Следовательно, принимая для котлов I очереди $p_1 = p_2 = p_3 = p_4 = p$ и для котлов II очереди $p_1 = p_2 = p$, формулу для определения суммарного расхода продувочной воды, отводимой из котлов, $G_{\text{пр}}$, кг/ч, можно записать в следующем виде:

$$G_{\text{ПР}} = \frac{nDp}{100}, \quad (4.25)$$

где n – количество барабанных котлов.

Запишем уравнение теплового баланса для РНП1 (см. рис. 4.10):

$$G_{\text{ПР}}h_{\text{ПР}} = D_1h_{\text{П1}} + G_1h_{\text{В1}}, \quad (4.26)$$

где D_1 – расход пара, выделяющегося из продувочной воды в РНП1, кг/ч; G_1 – расход отсепарированной продувочной воды, отводимой из РНП1, кг/ч; $h_{\text{ПР}}$ и $h_{\text{В1}}$ – энтальпия кипящей воды соответственно при давлении в барабане котла и в РНП1, кДж/кг; $h_{\text{П1}}$ – энтальпия насыщенного пара при давлении в РНП1, кДж/кг.

Учитывая, что $G_1 = G_{\text{ПР}} - D_1$, и подставляя значение G_1 из этого выражения в уравнение (4.26), получим формулу для определения расхода пара, выделяющегося из продувочной воды в РНП1:

$$D_1 = G_{\text{ПР}} \frac{h_{\text{ПР}} - h_{\text{В1}}}{h_{\text{П1}} - h_{\text{В1}}} = G_{\text{ПР}}d_1, \quad (4.27)$$

где $d_1 = (h_{\text{ПР}} - h_{\text{В1}}) / (h_{\text{П1}} - h_{\text{В1}})$ – количество пара, выделяющегося из 1 кг продувочной воды в РНП1, кг/кг.

Запишем уравнение теплового баланса для РНП2:

$$G_1h_{\text{В1}} = D_2h_{\text{П2}} + G_2h_{\text{В2}}, \quad (4.28)$$

где D_2 – расход пара, выделяющегося из продувочной воды в РНП2, кг/ч; G_2 – расход воды, теряемой с непрерывной продувкой барабанных котлов, кг/ч; $h_{\text{П2}}$ и $h_{\text{В2}}$ – соответственно энтальпия насыщенного пара и энтальпия кипящей воды при давлении в РНП2, кДж/кг.

Учитывая, что $G_2 = G_1 - D_2$, и подставляя значение G_2 из этого выражения в уравнение (4.28), получим формулу для определения расхода пара, выделяющегося из продувочной воды в РНП2:

$$D_2 = G_1 \frac{h_{\text{В1}} - h_{\text{В2}}}{h_{\text{П2}} - h_{\text{В2}}} = G_1d_2 = (G_{\text{ПР}} - D_1)d_2 = (G_{\text{ПР}} - G_{\text{ПР}}d_1)d_2 = G_{\text{ПР}}(1 - d_1)d_2, \quad (4.29)$$

где $d_2 = (h_{\text{В1}} - h_{\text{В2}}) / (h_{\text{П2}} - h_{\text{В2}})$ – количество пара, выделяющегося из 1 кг про-

дувочной воды в РНП2, кг/кг.

Используя зависимости (4.25), (4.27) и (4.29), получим формулу для определения расхода воды G_2 , кг/ч, теряемой с непрерывной продувкой котлов:

$$\begin{aligned} G_2 &= G_{\text{ПР}} - D_1 - D_2 = G_{\text{ПР}} - G_{\text{ПР}}d_1 - G_{\text{ПР}}(1-d_1)d_2 = \\ &= G_{\text{ПР}}(1-d_1)(1-d_2) = \frac{nDp}{100}(1-d_1)(1-d_2). \end{aligned} \quad (4.30)$$

При давлении в РНП1, равном 0,8 МПа, $h_{\text{В1}} = 721$ кДж/кг, $h_{\text{П1}} = 2768,3$ кДж/кг; при давлении в РНП2, равном 0,15 МПа, $h_{\text{В2}} = 467,07$ кДж/кг, $h_{\text{П2}} = 2693,12$ кДж/кг. Для котлов I очереди: $n=4$, $D=150 \cdot 10^3$ кг/ч, при $p_6=11$ МПа $h_{\text{ПР}}=1450,3$ кДж/кг. Для котлов II очереди: $n=2$, $D=230 \cdot 10^3$ кг/ч, при $p_6=11,5$ МПа $h_{\text{ПР}}=1470,9$ кДж/кг [6].

Выполнив расчет, получаем: $G_2 = 3424p$ кг/ч – расход воды, теряемой с непрерывной продувкой котлов I очереди, и $G_2 = 2584p$ кг/ч – с непрерывной продувкой котлов II очереди.

На рис. 4.11 показаны значения расхода воды, теряемой с непрерывной продувкой котлов I и II очереди, в зависимости от величины непрерывной продувки.

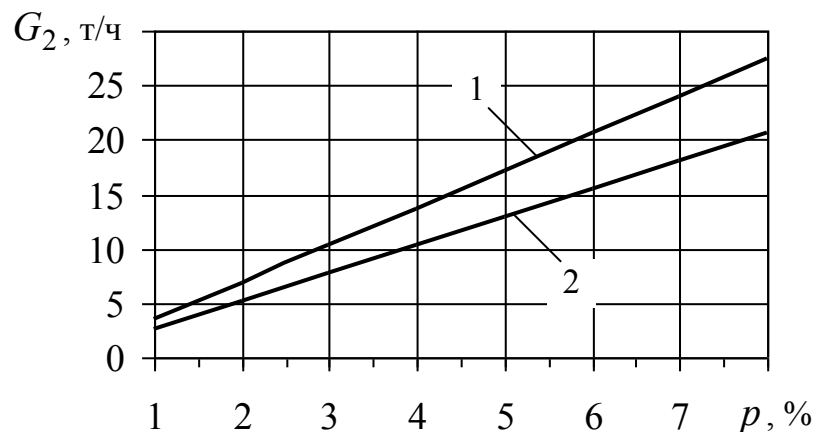


Рис. 4.11. Графики зависимости расхода воды, теряемой с непрерывной продувкой котлов I очереди (1) и котлов II очереди (2), от величины непрерывной продувки

Суточный расход воды $G_{\text{сут}}$, кг/сут., теряемой с непрерывной продувкой котлов:

$$G_{\text{сут}} = G_2 T = \frac{nDpT}{100} (1 - d_1)(1 - d_2) = \frac{24nDp}{100} (1 - d_1)(1 - d_2), \quad (4.31)$$

где $T=24$ ч/сут.

На станции потеря воды с непрерывной продувкой котлов восполняется химочищенной (добавочной) водой. Суточная потеря количества воды в денежном выражении $\Pi_{\text{В}}^{\text{сут}}$, руб./сут., с непрерывной продувкой котлов определяется по формуле

$$\Pi_{\text{В}}^{\text{сут}} = G_{\text{сут}} S_{\text{В}} = \frac{24nDpS_{\text{В}}}{100} (1 - d_1)(1 - d_2), \quad (4.32)$$

где $S_{\text{В}}$ – себестоимость 1 кг химочищенной воды, руб./кг; $S_{\text{В}}=0,0103$ руб./кг.

Количество теплоты $Q_{\text{сут}}$, Гкал/сут., теряемое с отводимой из РНП2 отсепарированной продувочной водой за сутки:

$$Q_{\text{сут}} = G_{\text{сут}} h_{\text{В2}} \frac{10^{-6}}{4,187} = \frac{24nDph_{\text{В2}}10^{-6}}{418,7} (1 - d_1)(1 - d_2). \quad (4.33)$$

Суточная потеря теплоты в денежном выражении $\Pi_{\text{Т}}^{\text{сут}}$, руб./сут., с отводимой из РНП2 отсепарированной продувочной водой:

$$\Pi_{\text{Т}}^{\text{сут}} = Q_{\text{сут}} S_{\text{Т}} = \frac{24nDph_{\text{В2}}10^{-6} S_{\text{Т}}}{418,7} (1 - d_1)(1 - d_2), \quad (4.34)$$

где $S_{\text{Т}}$ – себестоимость тепловой энергии, руб./Гкал; $S_{\text{Т}}=136,843$ руб./Гкал.

Таким образом, суточная потеря количества воды и ее теплоты с непрерывной продувкой энергетических котлов в денежном выражении $\Pi_{\text{сут}}$, руб./сут., определяется по формуле

$$\Pi_{\text{сут}} = \Pi_{\text{В}}^{\text{сут}} + \Pi_{\text{Т}}^{\text{сут}} = 24nDp(1 - d_1)(1 - d_2) \left(\frac{S_{\text{В}}}{100} + \frac{h_{\text{В2}} 10^{-6} S_{\text{Т}}}{418,7} \right). \quad (4.35)$$

Выполнив расчет, получаем: $\Pi_{\text{В}}^{\text{сут}}=850p$ руб./сут., $\Pi_{\text{Т}}^{\text{сут}}=1250p$ руб./сут. и $\Pi_{\text{сут}}=2100p$ руб./сут. – с непрерывной продувкой котлов I очереди; $\Pi_{\text{В}}^{\text{сут}}=640p$ руб./сут., $\Pi_{\text{Т}}^{\text{сут}}=950p$ руб./сут. и $\Pi_{\text{сут}}=1590p$ руб./сут. – с непрерывной продувкой котлов II очереди.

Значения суточной потери в денежном выражении количества воды $P_B^{\text{сут}}$, теплоты $P_T^{\text{сут}}$ и общей суточной потери $P_{\text{сут}}$ с непрерывной продувкой котлов I и II очереди в зависимости от ее величины показаны на рис. 4.12.

Годовая потеря количества воды и ее теплоты в денежном выражении с непрерывной продувкой котлов $P_{\text{год}}$, тыс. руб./год, определяется по формуле

$$P_{\text{год}} = \frac{P_{\text{сут}}N}{T} = \frac{P_{\text{сут}}N}{24} = \frac{nDpN}{1000}(1-d_1)(1-d_2) \left(\frac{S_B}{100} + \frac{h_{B2}10^{-6}S_T}{418,7} \right), \quad (4.36)$$

где $P_{\text{сут}}$ – суточная потеря количества воды и ее теплоты в денежном выражении с непрерывной продувкой котлов, тыс. руб./сут.; N – число часов одновременной работы котлов в году, ч/год.

Стоимость сожженного в котлах за год топлива $C_{\text{топл}}^{\text{год}}$, тыс. руб./год, определяется по формуле

$$C_{\text{топл}}^{\text{год}} = BnNC_{\text{топл}} = B_{\text{год}}C_{\text{топл}}, \quad (4.37)$$

где $B_{\text{год}} = BnN$ – количество сожженного в котлах за год топлива, м³/год; B – расход топлива на котел при номинальной паропроизводительности, м³/ч; $C_{\text{топл}}$ – стоимость 1 м³ топлива (природного газа), тыс. руб./м³; $C_{\text{топл}} = 0,508 \cdot 10^{-3}$ тыс. руб./м³.

Для котлов I очереди: $N = 3401$ ч/год, $B = 13375$ м³/ч; для котлов II очереди: $N = 5682$ ч/год, $B = 20940$ м³/ч – данные за 2003 г. (по результатам энергетического обследования Саранской ТЭЦ-2).

На практике представляет интерес величина, равная отношению годовой потери с непрерывной продувкой котлов к стоимости сожженного в них за год топлива. Введем величину ε , равную отношению годовой потери количества воды и ее теплоты в денежном выражении с непрерывной продувкой котлов к стоимости сожженного в них за год топлива, %:

$$\varepsilon = \frac{P_{\text{год}}}{C_{\text{топл}}^{\text{год}}} 100. \quad (4.38)$$

Подставляя выражения (4.36) и (4.37) в формулу (4.38), получим форму-

лу для определения величины ε , %, в следующем виде:

$$\varepsilon = \frac{Dp}{10 BC_{\text{топл}}} (1-d_1)(1-d_2) \left(\frac{S_B}{100} + \frac{h_{B2} 10^{-6} S_T}{418,7} \right). \quad (4.39)$$

Рассчитав ε по формуле (4.39), получаем: для котлов I очереди $\varepsilon = 0,32p$ %; для котлов II очереди $\varepsilon = 0,31p$ %. Значения ε для котлов I и II очереди в зависимости от величины непрерывной продувки представлены на рис. 4.13.

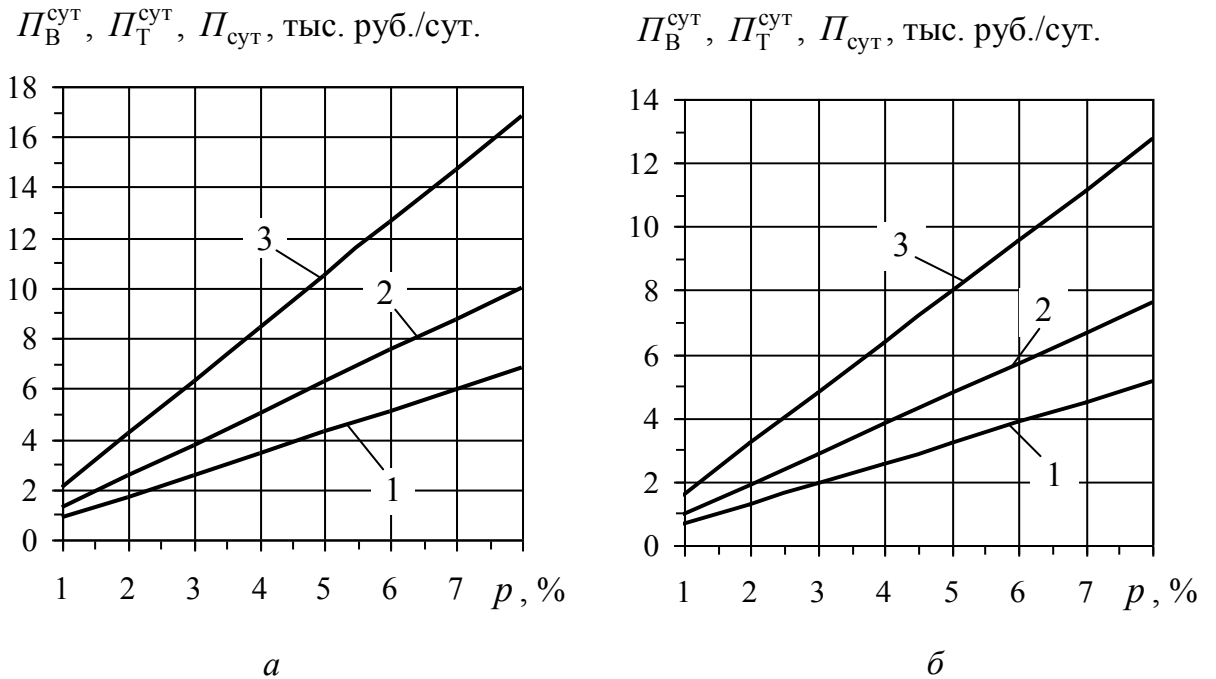


Рис. 4.12. Графики зависимости суточной потери в денежном выражении количества воды (1), теплоты (2) и общей суточной потери (3) с непрерывной продувкой котлов I очереди (а) и котлов II очереди (б) от величины непрерывной продувки

Анализ результатов расчетов (см. рис. 4.12) показывает, что при $p_{\text{норм}} = 5\%$ $P_{\text{сут}} = 10,5$ тыс. руб./сут. для котлов I очереди с непрерывной продувкой и $P_{\text{сут}} = 8$ тыс. руб./сут. для котлов II очереди с непрерывной продувкой. Превышение $p_{\text{норм}}$, например, на 0,5% приводит к дополнительной потере 1 тыс. руб./сут. для котлов I очереди с непрерывной продувкой и к дополнительной потере 0,8 тыс. руб./сут. для котлов II очереди с непрерывной продувкой. Соответственно снижение величины непрерывной продувки понижает суточную потерю $P_{\text{сут}}$, тыс. руб./сут. Но при снижении величины не-

прерывной продувки необходимо, чтобы ее новое значение обеспечивало поддержание требуемого качества котловой воды для обеспечения безнакипного режима работы экранных труб котла и получения пара высокой чистоты.

При одновременной наработке энергетических котлов I очереди, равной 3401 ч/год, годовая потеря с непрерывной продувкой четырех котлов при $p_{\text{норм}}$ составляет 1,488 млн. руб./год, или 1,6% от стоимости сожженного за этот период топлива (см. рис. 4.13).

При одновременной наработке энергетических котлов II очереди, равной 5682 ч/год, годовая потеря для двух котлов с непрерывной продувкой при $p_{\text{норм}}$ составляет 1,894 млн. руб./год, или 1,55% (рис. 4.13) от стоимости сожженного за этот период топлива.

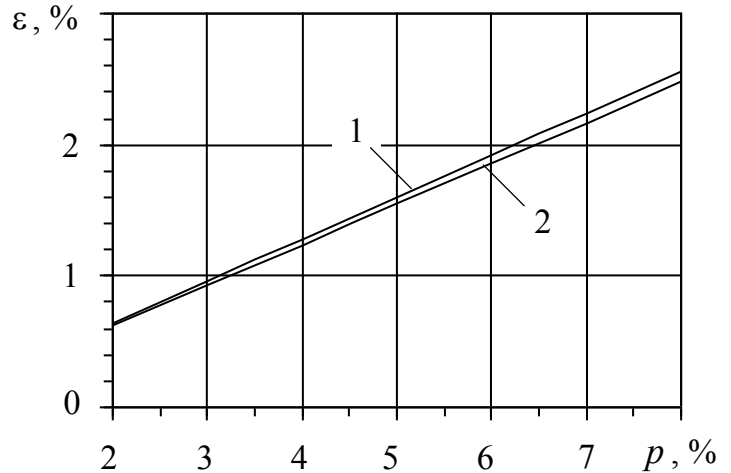


Рис. 4.13. Графики зависимости ϵ для котлов I очереди (1) и котлов II очереди (2) от величины непрерывной продувки

4.4.3. Анализ потерь с непрерывной продувкой барабанных котлов ООО «Самараоргсинтез»

Представлен расчет потерь теплоты и теплоносителя (обессоленной воды) с непрерывной продувкой паровых котлов предприятия ООО «Самараоргсинтез» в денежном выражении. Работа была выполнена при проведении первичного энергетического обследования ООО «Самараоргсинтез».

В котельном отделении ООО «Самараоргсинтез» установлены 4 котлоагрегата ДЕ-25-24-380ГМ (ст. №№ 1-4) и 2 котлоагрегата ДЕ-25-14-250ГМ (ст. №№ 5, 6). Схема утилизации продувочной воды котлов показана на рис. 4.14. Сначала продувочная вода от котлов направляется в расширитель

непрерывной продувки (РНП), в котором поддерживается давление $p_{РНП}=0,16$ МПа. В дросселирующих устройствах и в корпусе РНП давление продувочной воды снижается и одновременно происходит ее частичное испарение. Образующийся пар отводится из РНП в атмосферный деаэратор, а отсепарированная вода пропускается через теплообменник - охладитель продувки (ОП), в котором охлаждается водой, используемой в цикле предприятия до 40 °С, и затем сбрасывается в канализацию. Причем на ООО «Самараоргсинтез» РНП и охладитель продувки во время проведения первичного энергетического обследования в октябре-ноябре 2010 г. не работали.

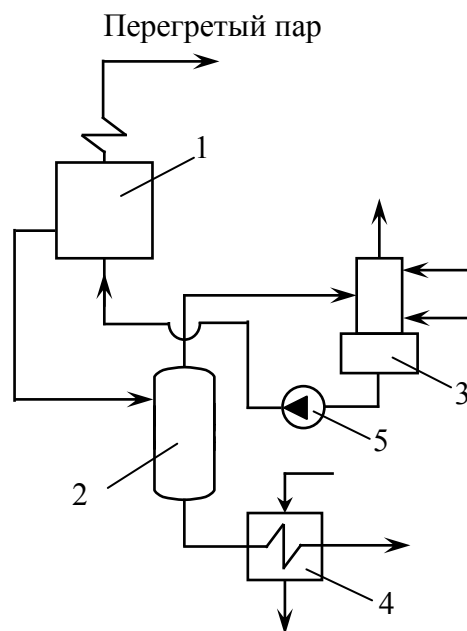


Рис. 4.14. Схема утилизации воды непрерывной продувки котлов: 1 - паровой котел; 2 - расширитель непрерывной продувки; 3 - деаэрационная установка; 4 - охладитель продувки; 5 - питательный насос

Выполнен расчет энергетических потерь с непрерывной продувкой паровых котлов ст. №№ 1-6 ООО «Самараоргсинтез» [109, 182]. Исходные данные приведены в таблице 4.4, приняты по результатам обследования режимов работы котлов 25.10.2010 г. Во время проведения обследований РНП и охладитель продувки не работали, продувочная вода от котлов сбрасывалась в канализацию.

Исходные данные для расчета потерь с непрерывной продувкой котлов

Станционный № котла	Паропроизводительность котла $D_{пе}$, т/ч	Расход продувочной воды $G_{пр}$, т/ч	Давление в барабане $p_{б}$, МПа	Число часов работы котла в году N , ч/год
1	20,2	0,222	2,19	7838
2	20,2	0,323	2,25	7676
3	19,1	0,325	2,23	6783
4	20,4	0,347	2,25	7414
5	15,5	0,419	1,19	6787
6	15,8	0,221	1,29	6315

Общий расход продувочной воды $G_{пр}^{общ}$, кг/ч, от шести котлов можно определить по формуле:

$$G_{пр}^{общ} = \frac{\sum_{i=1}^6 D_{пеi} p_{cp}}{100} 1000 = \frac{111,2 p_{cp}}{100} 1000 = 1112 p_{cp},$$

где $D_{пеi}$ – паропроизводительность i -го котла, т/ч; p_{cp} – среднее значение величины непрерывной продувки для шести котлов, %.

Суточный расход продувочной воды $G_{пр}^{сут}$, кг/сут, от шести котлов равен:

$$G_{пр}^{сут} = 1112 p_{cp} T = 24 \cdot 1112 p_{cp} = 26688 p_{cp},$$

где $T=24$ ч/сут.

Энергетические потери с непрерывной продувкой шести котлов определялись для трех вариантов утилизации продувочной воды:

1. РНП и охладитель продувки не работают;
2. РНП работает, а охладитель продувки отключен;
3. РНП и охладитель продувки работают.

На ООО «Самараоргсинтез» потеря воды с непрерывной продувкой котлов восполняется обессоленной (добавочной) водой, которая готовится на Новокуйбышевской ТЭЦ-2. Суточная потеря количества воды в денежном выражении $П_B^{сут}$, руб/сут, с непрерывной продувкой котлов определяется по формуле:

$$П_{\text{в}}^{\text{сут}} = G_{\text{пр}}^{\text{сут}} C_{\text{в}} = 26688 p_{\text{ср}} C_{\text{в}},$$

где $C_{\text{в}}$ – стоимость обессоленной воды, руб/кг; $C_{\text{в}} = 0,05306$ руб/кг.

Количество теплоты $Q_{\text{сут}}$, Гкал/сут, теряемое с продувочной водой шести котлов ст. №№ 1-6 за сутки:

$$Q_{\text{сут}} = G_{\text{пр}}^{\text{сут}} h_{\text{в}}^{\delta} \frac{10^{-6}}{4,187} = \frac{26688 p_{\text{ср}} h_{\text{в}}^{\delta} 10^{-6}}{4,187},$$

где $h_{\text{в}}^{\delta}$ – энтальпия кипящей воды при давлении в барабане котла, кДж/кг.

Суточная потеря теплоты в денежном выражении $П_{\text{т}}^{\text{сут}}$, руб/сут, с продувочной водой шести котлов:

$$П_{\text{т}}^{\text{сут}} = Q_{\text{сут}} S_{\text{т}} = \frac{26688 p_{\text{ср}} h_{\text{в}}^{\delta} 10^{-6} S_{\text{т}}}{4,187},$$

где $S_{\text{т}}$ – себестоимость тепловой энергии, руб/Гкал; $S_{\text{т}} = 491$ руб/Гкал.

Суточные потери количества воды и теплоты с непрерывной продувкой котлов в денежном выражении $П_{\text{сут}}$, руб/сут, без учета работы РНП и ОП определяются по формуле [172]:

$$\begin{aligned} П_{\text{сут}} &= П_{\text{в}}^{\text{сут}} + П_{\text{т}}^{\text{сут}} = 26688 p_{\text{ср}} \left(C_{\text{в}} + \frac{h_{\text{в}}^{\delta} 10^{-6} S_{\text{т}}}{4,187} \right) = \\ &= 26688 p_{\text{ср}} \left(0,05306 + \frac{896,8 \cdot 10^{-6} \cdot 491}{4,187} \right) = 4222,73 p_{\text{ср}}. \end{aligned}$$

Определим суточные потери количества воды и теплоты с непрерывной продувкой котлов в денежном выражении $П_{\text{сут}}^{\text{РНП}}$, руб/сут, для случая, когда РНП работает, а ОП отключен:

$$\begin{aligned} П_{\text{сут}}^{\text{РНП}} &= 26688 p_{\text{ср}} \left(1 - \frac{h_{\text{в}}^{\delta} - h_{\text{в}}^{\text{РНП}}}{h_{\text{п}}^{\text{РНП}} - h_{\text{в}}^{\text{РНП}}} \right) \left(C_{\text{в}} + \frac{h_{\text{в}}^{\text{РНП}} 10^{-6} S_{\text{т}}}{4,187} \right) = \\ &= 26688 p_{\text{ср}} \left(1 - \frac{896,8 - 475,34}{2220,66} \right) \left(0,05306 + \frac{475,34 \cdot 10^{-6} \cdot 491}{4,187} \right) = \\ &= 26688 p_{\text{ср}} \cdot 0,81 \cdot 0,1088 = 2352 p_{\text{ср}}, \end{aligned}$$

где $h_{\text{п}}^{\text{РНП}}$, $h_{\text{в}}^{\text{РНП}}$ – соответственно энтальпия насыщенного пара и энтальпия кипящей воды при давлении в РНП, кДж/кг.

Суточные потери количества воды и теплоты с непрерывной продувкой котлов в денежном выражении $\Pi_{\text{сут}}^{\text{оп}}$, руб/сут, с учетом работы РНП и охладителя продувки рассчитываются по формуле [107, 172]:

$$\begin{aligned}\Pi_{\text{сут}}^{\text{оп}} &= 26688 p_{\text{cp}} \left(1 - \frac{h_{\text{в}}^{\text{б}} - h_{\text{в}}^{\text{РНП}}}{h_{\text{п}}^{\text{РНП}} - h_{\text{в}}^{\text{РНП}}} \right) \left(C_{\text{в}} + \frac{h_{\text{оп}} 10^{-6} S_{\text{Т}}}{4,187} \right) = \\ &= 26688 p_{\text{cp}} \left(1 - \frac{896,8 - 475,34}{2220,66} \right) \left(0,05306 + \frac{167,48 \cdot 10^{-6} \cdot 491}{4,187} \right) = \\ &= 26688 p_{\text{cp}} \cdot 0,81 \cdot 0,0727 = 1571,6 p_{\text{cp}},\end{aligned}$$

где $h_{\text{оп}}$ – энтальпия воды после охладителя продувки, кДж/кг.

Определим среднее значение величины непрерывной продувки для шести котлов p_{cp} , %, по формуле:

$$p_{\text{cp}} = \frac{100 G_{\text{пр}}^{\text{cp}}}{D_{\text{cp}}} = \frac{100 \cdot 0,3095}{18,53} = 1,67 \%,$$

где $G_{\text{пр}}^{\text{cp}}$ – среднее значение расхода продувочной воды для шести котлов, т/ч; D_{cp} – паропроизводительность котла в среднем, т/ч. $G_{\text{пр}}^{\text{cp}}$ и D_{cp} определены по данным табл. 4.4. При этом число часов одновременной работы котлов в году в среднем равно $N_{\text{cp}} = 7135,5$ ч/год (см. табл. 4.4).

Суммарные годовые потери воды и теплоты с непрерывной продувкой котлов в денежном выражении при стоимости обессоленной воды 53,06 руб/т и себестоимости тепловой энергии 491 руб/Гкал для трех вышеназванных вариантов утилизации продувочной воды составляют следующие значения.

1. Если РНП и охладитель продувки не работают (отключены), то потери воды и теплоты с непрерывной продувкой котлов ст. №№ 1-6 в денежном выражении при $p_{\text{cp}} = 1,67\%$ и $N_{\text{cp}} = 7135,5$ ч/год составляют

$$4222,73 \cdot 1,67 \cdot 7135,5 / 24 = 2096635,59 \text{ руб/год.}$$

2. Если РНП работает, а охладитель продувки не работает, то потери воды и теплоты с непрерывной продувкой шести котлов в денежном выражении

при $p_{\text{ср}} = 1,67\%$ и $N_{\text{ср}} = 7135,5$ ч/год составляют

$$2352 \cdot 1,67 \cdot 7135,5 / 24 = 1167795,93 \text{ руб/год.}$$

3. Если РНП и охладитель продувки работают, то потери количества воды и теплоты с непрерывной продувкой шести котлов в денежном выражении при $p_{\text{ср}} = 1,67\%$ и $N_{\text{ср}} = 7135,5$ ч/год составляют

$$1571,6 \cdot 1,67 \cdot 7135,5 / 24 = 780318,06 \text{ руб/год.}$$

Эти потери являются неизбежными, сократить их можно путем снижения величины непрерывной продувки p .

4. Во время проведения обследований РНП и охладитель продувки не работали. В этом случае потери воды и теплоты с непрерывной продувкой шести котлов ст. №№ 1-6 в денежном выражении при $p_{\text{ср}} = 1,67\%$ и $N_{\text{ср}} = 7135,5$ ч/год превышают неизбежные потери на

$$2096635,59 - 780318,06 = 1\,316\,317,53 \text{ руб/год.}$$

Таким образом, безвозвратные потери с непрерывной продувкой составляют 1 316 317,53 руб/год [109]. Требуется срочное включение в работу РНП и охладителя продувки.

4.5. Способы регулирования процесса непрерывной продувки барабанных котлов

1. Анализ влияния непрерывной продувки на эффективность паровых котлов

Концентрация солей в котловой воде не должна превышать определенного значения, гарантирующего при данных условиях работы требуемую чистоту пара. С целью обеспечения требуемого качества испаряемой в котле воды производят непрерывный отвод определенного количества котловой воды из мест с наиболее высоким ее солесодержанием.

Ниже представлен расчет, показывающий оценку влияния величины непрерывной продувки на экономичность парогенераторов различного давления [107].

Расход воды $G_{np.в}$, кг/ч, теряемой с непрерывной продувкой котла

$$G_{np.в} = D \frac{p}{100} (1 - d), \quad (4.40)$$

где D – паропроизводительность котла, кг/ч; p – величина непрерывной продувки котла, %; d – количество пара, выделяющегося из 1 кг продувочной воды в расширителе непрерывной продувки, кг/кг.

Величину d , кг/кг, определим по формуле:

$$d = \frac{h_{np.в} \eta - h_p}{xr}, \quad (4.41)$$

где $h_{np.в}$ – энтальпия продувочной воды, кДж/кг; η – коэффициент, учитывающий теплопотерю через трубы и расширитель, $\eta=0,98$; h_p – энтальпия кипящей воды при принятом давлении в расширителе, кДж/кг; x – степень сухости пара, получаемого в расширителе, $x=0,97$; r – теплота парообразования при давлении в расширителе, кДж/кг.

Таким образом, расход воды $G_{np.в}$, кг/ч, теряемой с непрерывной продувкой котла, можно определить по выражению:

$$G_{np.в} = D \frac{p}{100} \left(1 - \frac{h_{np.в} \eta - h_p}{xr}\right). \quad (4.42)$$

Годовой расход воды $G_{np.в}^{год}$, кг/год, теряемой с непрерывной продувкой котла

$$G_{np.в}^{год} = D \frac{p}{100} N \left(1 - \frac{h_{np.в} \eta - h_p}{xr}\right), \quad (4.43)$$

где N – количество часов работы котла в году, ч/год; $N=8000$ ч/год.

Расход воды $G_{np.в}^{год}$, м³/год, теряемой с непрерывной продувкой котла

$$G_{np.в}^{год} = \frac{DpN}{100\rho_{np.в}} \left(1 - \frac{h_{np.в} \eta - h_p}{xr}\right), \quad (4.44)$$

где $\rho_{np.в}$ – плотность продувочной воды, кг/м³, при температуре насыщения t_s , °C.

Годовая потеря химочищенной воды в денежном выражении C_1 ,

руб/год, с непрерывной продувкой котла

$$C_1 = \frac{DpNЦ_г}{100\rho_{np.г}} \left(1 - \frac{h_{np.г}\eta - h_p}{xr}\right), \quad (4.45)$$

где $Ц_г$ – себестоимость 1 м³ химочищенной воды, руб/м³; $Ц_г=32$ руб/м³ (по данным ОАО “Волжская ТГК”).

Количество теплоты Q , Гкал/год, теряемое с продувочной водой за год

$$Q = \frac{h_p DpN10^{-6}}{418,68} \left(1 - \frac{h_{np.г}\eta - h_p}{xr}\right). \quad (4.46)$$

Годовая потеря теплоты в денежном выражении C_2 , руб/год, с продувочной водой

$$C_2 = QЦ_Г = \frac{h_p DpN10^{-6} Ц_Г}{418,68} \left(1 - \frac{h_{np.г}\eta - h_p}{xr}\right), \quad (4.47)$$

где $Ц_Г$ – себестоимость 1 Гкал теплоты, руб/Гкал; $Ц_Г=780,5$ руб/Гкал (по данным ОАО “Волжская ТГК”).

Годовую потерю воды и теплоты $П$, руб/год, с непрерывной продувкой парогенератора в денежном выражении можно определить по формуле:

$$П = C_1 + C_2 = DpN \left(1 - \frac{h_{np.г}\eta - h_p}{xr}\right) \left(\frac{Ц_г}{100\rho_{np.г}} + \frac{h_p 10^{-6} Ц_Г}{418,68}\right). \quad (4.48)$$

При давлении в расширителе $p_p=2 \cdot 10^5$ Па энтальпия кипящей воды $h_p=504,7$ кДж/кг, теплота парообразования $r=2202,2$ кДж/кг [6].

Используя формулу (4.48), определим годовую потерю воды и теплоты с непрерывной продувкой в денежном выражении для паровых котлов различного давления.

Для котла Е-120/100ГМ:

$$П = 120000 p 8000 \left(1 - \frac{1408,6 \cdot 0,98 - 504,7}{0,97 \cdot 2202,2}\right) \left(\frac{32}{100 \cdot 688,42} + \frac{504,7 \cdot 10^{-6} \cdot 780,5}{418,68}\right) = 0,7963 p \text{ млн.руб/год.}$$

Для котла ДКВР-35-13-250:

$$P=35000 p 8000 \left(1 - \frac{814,7 \cdot 0,98 - 504,7}{0,97 \cdot 2202,2}\right) \left(\frac{32}{100 \cdot 874,28} + \frac{504,7 \cdot 10^{-6} \cdot 780,5}{418,68}\right) = 0,3156 p \text{ млн.руб/год.}$$

Для котла Е-35/40:

$$P=35000 p 8000 \left(1 - \frac{1087,5 \cdot 0,98 - 504,7}{0,97 \cdot 2202,2}\right) \left(\frac{32}{100 \cdot 798,66} + \frac{504,7 \cdot 10^{-6} \cdot 780,5}{418,68}\right) = 0,277 p \text{ млн.руб/год.}$$

В табл. 4.5 и на рис. 4.15 показаны зависимости годовой потери P , млн.руб/год, с непрерывной продувкой от величины непрерывной продувки p , %, для котлов различного давления.

Таблица 4.5

Потери с непрерывной продувкой котлов

Тип котла	Значение потери P , млн.руб/год, в зависимости от p , %					
	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
Е-120/100ГМ	0,7963	1,593	2,209	3,185	3,982	4,778
ДКВР-35-13-250	0,3156	0,631	0,947	1,262	1,578	1,894
Е-35/40	0,277	0,554	0,831	1,108	1,385	1,662

Из графиков, представленных на рис. 4.15, видно, что снижение величины непрерывной продувки котла Е-120/100ГМ на 0,5% приведет к экономии 398150 руб/год, снижение величины непрерывной продувки котла ДКВР-35-13-250 на 0,5% приведет к экономии 157800 руб/год и снижение величины непрерывной продувки котла Е-35/40 на 0,5% приведет к экономии 138500 руб/год.

Таким образом, непрерывная продувка парогенератора существенно снижает экономичность его работы из-за значительных потерь воды и теплоты. Следовательно, снижение величины непрерывной продувки может существенно повысить экономичность работы парового котла. С другой стороны, при снижении величины непрерывной продувки паровых котлов необходимо, чтобы ее новое значение обеспечивало поддержание требуемого качества котловой

воды для получения пара высокой чистоты. Обеспечение требуемого качества котловой воды и пара при минимальных затратах возможно при осуществлении регулирования процесса непрерывной продувки.

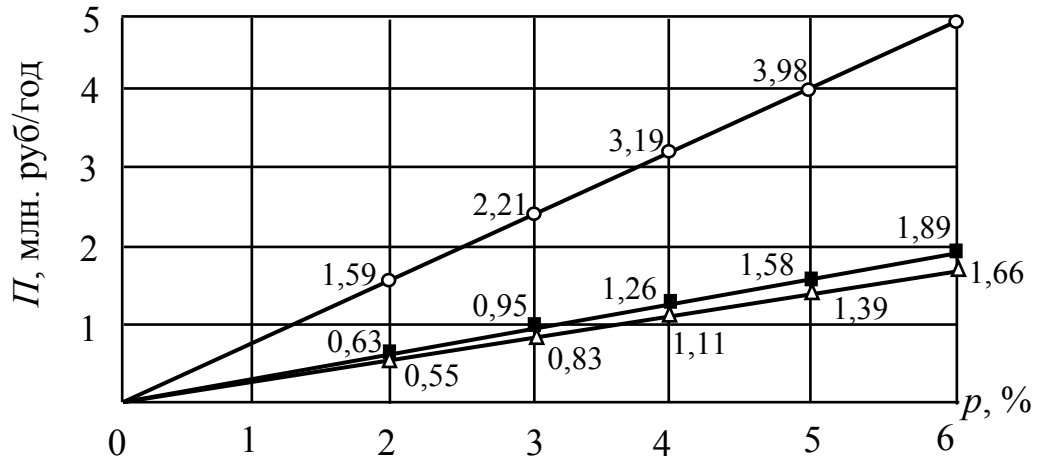


Рис. 4.15. Зависимость величины Π от значения непрерывной продувки p :

—○— для котла Е-120/100 ГМ; —■— для котла ДКВР-35-13-250;
—△— для котла Е-35/40

2. Способы регулирования расхода воды непрерывной продувки паровых котлов

На ТЭЦ широко распространены котлы с трехступенчатым испарением котловой воды, причем первая и вторая ступени испарения внутрибарабанные, а третья ступень – выносная (рис. 4.16). Нормы качества котловой воды для каждого котла индивидуальны [66, 257]. Качество котловой воды при работе котла может изменяться. Например, определенное количество котловой воды из второго отсека через паровое окно, неплотности в перегородке и (или) перепускную трубу при нарушениях режима работы может поступать в первый (чистый) отсек. При этом к повышению солесодержания испаряемой воды в первом отсеке приводит переброс испаряемой воды из второго отсека в первый за счет уноса влаги с паром и ее выпадения в чистом отсеке.

В некоторых котлах с трехступенчатым испарением котловой воды, пар из третьего солевого отсека (выносного циклона) поступает в первый отсек.

Известно, что выносные циклоны с внутренней улиткой часто выдают пар повышенной влажности, в отдельных случаях достигающей до десятка процентов) [307], т.е. происходит интенсивный вынос котловой воды из выносного циклона (капельный унос) или переброс котловой воды из последней ступени испарения в первую, что приводит к увеличению солесодержания котловой воды в первой ступени испарения.

Кроме того, при повышенном солесодержании питательной воды в первую очередь увеличивается солесодержание котловой воды в первой ступени испарения и, как следствие, повышается солесодержание насыщенного пара этой ступени испарения. При существенном увеличении солесодержания котловой воды в первой ступени испарения будет происходить заметное отклонение качества вырабатываемого котлом насыщенного пара от нормированного. Увеличение солесодержания насыщенного пара приводит к интенсивному отложению накипи на внутренней поверхности труб пароперегревателя. Кроме этого, превышение заданного значения солесодержания котловой воды вызывает образование отложений на внутренних поверхностях нагрева котла, способствует интенсивному протеканию коррозионных процессов, т.е. понижает надежность работы котла.

При солесодержании котловой воды ниже заданной величины отвод постоянного количества продувочной воды приводит к увеличению потери котловой воды и ее теплоты, что снижает экономичность работы котла.

Для повышения надежности и экономичности работы барабанного котла предложено осуществлять регулирование расхода продувочной воды по солесодержанию котловой воды первой ступени испарения [107, 173, 349, 350] (см. рис. 4.16).

В процессе работы котла осуществляется непрерывное измерение солесодержания котловой воды первой ступени испарения 1 датчиком 8. Сигнал от датчика 8 поступает на вход регулятора 7 расхода продувочной воды, выход которого соединен с регулирующим органом 9, установленным на трубопроводе продувочной воды 6. При возникновении ситуации, когда солесо-

держание котловой воды первой ступени испарения 1 превысит заданное значение, по сигналу от датчика 8 регулятором 7 вырабатывается командный сигнал на увеличение расхода продувочной воды. Непрерывная продувка осуществляется из третьей ступени испарения котловой воды – выносного циклона 3 по трубопроводу 6. Командный сигнал, вырабатываемый регулятором 7, воздействует на регулирующий орган 9, которым осуществляется увеличение расхода продувочной воды. Увеличением расхода продувочной воды добиваются уменьшения солесодержания котловой воды первой ступени испарения 1 до заданного значения, обеспечивающего безопасную эксплуатацию котла.

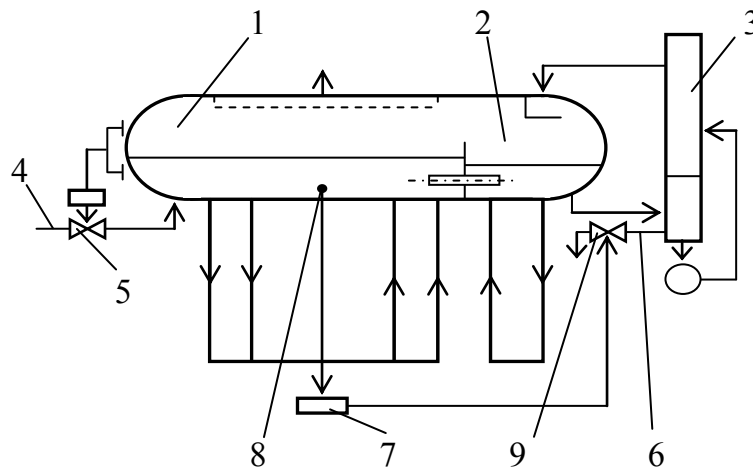


Рис. 4.16. Схема регулирования расхода продувочной воды по солесодержанию котловой воды первой ступени испарения:
1, 2, 3 – первая, вторая и третья ступени испарения котловой воды; 4 – трубопровод питательной воды; 5, 9 – регулирующий орган; 6 – трубопровод продувочной воды; 7 – регулятор расхода продувочной воды; 8 – датчик солесодержания

При возникновении обратной ситуации, когда солесодержание котловой воды первой ступени испарения 1 будет ниже заданной величины, системой регулирования осуществляется уменьшение расхода продувочной воды. Уменьшением расхода продувочной воды снижают потерю массы котловой воды и ее теплоты. Уровень котловой воды в первой ступени испарения 1, при котором обеспечивается нормальная работа котла, поддерживается изменением расхода питательной воды регулирующим органом 5, установленным на трубопроводе 4.

Таким образом, за счет изменения расхода продувочной воды осуществляют поддержание солесодержания котловой воды в первой ступени испарения на заданном уровне.

Ухудшение качества пара приводит не только к отложению накипи на внутренней поверхности труб пароперегревателя, но и к образованию отложений в арматуре паропроводов и в проточной части турбины. Поэтому в числе основных задач эксплуатации паровых котлов стоит выработка чистого пара. В связи с этим предложен способ регулирования расхода продувочной воды, по которому расход продувочной воды изменяется в зависимости от величины солесодержания вырабатываемого котлом насыщенного пара [107, 173, 348, 351] (рис. 4.17), качество которого должно отвечать нормам, приведенным в ПТЭ [257].

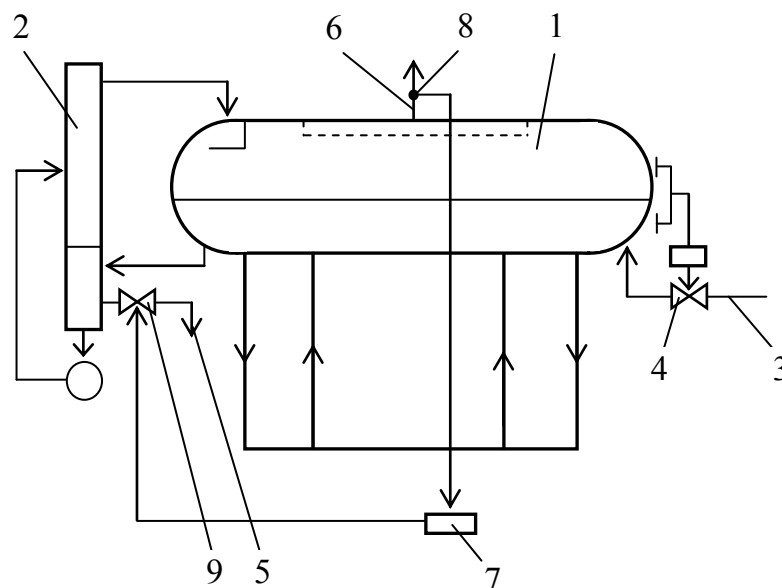


Рис. 4.17. Схема изменения расхода продувочной воды по солесодержанию пара:

1, 2 – чистый и солевой отсеки; 3 – трубопровод подвода питательной воды; 4, 9 – регулирующий орган; 5 – трубопровод отвода продувочной воды; 6 – паропровод; 7 – регулятор расхода продувочной воды; 8 – датчик солесодержания

Разработанные способы совершенствования процесса непрерывной продувки котлов повышают надежность и экономичность их работы, а также надежность и экономичность паротурбинных установок.

4.6. Повышение эффективности котла БКЗ-420-140 НГМ путем охлаждения газов ниже точки росы

Одним из путей улучшения использования топлива в котельных установках является охлаждение ниже точки росы отводимых газов в контактных или поверхностных утилизаторах теплоты. Наиболее эффективно применение аппаратов при утилизации теплоты газов, образующихся при сжигании природного газа. Это объясняется высоким качеством выделяющегося из них конденсата водяных паров, который после дегазации может использоваться в качестве подпиточной воды тепловых сетей или питательной воды котлов. В конденсационном утилизаторе одновременно с понижением температуры продуктов сгорания и получением конденсата водяных паров происходит снижение содержания в уходящих газах оксидов азота [173, 180, 197].

На Самарской ТЭЦ ОАО «Волжская ТГК» установлено пять энергетических котлов типа БКЗ-420-140 НГМ, за каждым из которых установлено по два вращающихся регенеративных воздухоподогревателя типа РВП-54. Котлы БКЗ-420-140 НГМ работают под наддувом. Основным топливом является природный газ.

Предлагается за котлом БКЗ-420-140 НГМ установить поверхностный утилизатор теплоты для нагрева воды, подаваемой на химводоочистку, и получения из потока газов конденсата водяных паров. Отводимый из утилизатора теплоты конденсат после дегазации целесообразно использовать в качестве подпиточной воды теплосети.

Тепловой расчет КТ поверхностного типа выполнен по методике, изложенной в главе 3 работы, а также в [173]. Целью расчета является определение теплопроизводительности КТ по заданным значениям параметров дымовых газов перед утилизатором теплоты и после него, количества подогреваемой воды, расхода конденсата водяных паров, выделяющегося из продуктов сгорания, и поверхности теплообмена КТ, а также повышения коэффициента использования топлива котла за счет установки КТ.

В качестве теплообменного элемента КТ была выбрана биметаллическая трубка калорифера типа КСк, внутренний слой которой стальной, а наружный – алюминиевый с накатанным оребрением. Схема рабочей трубки калорифера КСк-4-11 и ее геометрические параметры приведены в п. 3.2 настоящей работы.

Исходные данные для расчета: состав газообразного топлива Уренгойского месторождения; расход топлива на котел $B=9,0271 \text{ м}^3/\text{с}$; паропроизводительность котла $D_{\text{пе}}=420 \text{ т/ч}$; $t'_{\text{yx}}=120 \text{ }^\circ\text{C}$; $t''_{\text{yx}}=40 \text{ }^\circ\text{C}$; коэффициент избытка воздуха в уходящих газах за РВП (перед КТ) $\alpha_{\text{yx}}=1,3$; температура воды на входе в КТ и на выходе из него $t'_\text{в}=5 \text{ }^\circ\text{C}$; $t''_\text{в}=35^\circ\text{C}$; низшая и высшая теплота сгорания топлива $Q_{\text{H}}^{\text{с}}=33,383 \text{ МДж/м}^3$, $Q_{\text{В}}^{\text{с}}=37,126 \text{ МДж/м}^3$; скорость газов через КТ $v_{\text{yx}}=5 \text{ м/с}$; скорость воды в рабочих трубках КТ $v_{\text{в}}=2,5 \text{ м/с}$; доля перепускаемых по байпасу газов $\delta=0,5$ (байпасным является второй газод после котла).

Объем влажных продуктов сгорания газообразного топлива Уренгойского месторождения составляет $V_{\text{г}}=13,5668 \text{ м}^3 \text{ пр.сг./м}^3$ газа. Расход отводимых из котла газов

$$V_{\text{yx}}^{\text{кот}} = 3600 \cdot 9,0271 \cdot 13,5668 = 440887,9 \text{ м}^3 \text{ пр.сг./ч.}$$

Тогда расход уходящих газов через теплоутилизатор

$$V_{\text{yx}} = (1 - \delta)V_{\text{yx}}^{\text{кот}} = 0,5 \cdot 440887,9 = 220443,95 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

По формулам (2.2), (2.3) и (2.4) работы определены теплопроизводительность КТ $Q_{\text{КТ}}=15022102,74 \text{ ккал/ч}$ (17,471 МВт), влагосодержание уходящих газов на входе в теплоутилизатор $X'_{\text{yx}}=0,11514 \text{ кг/кг с.г.}$ и на выходе из него $X''_{\text{yx}}=0,04651 \text{ кг/кг с.г.}$

Повышение коэффициента использования топлива котла за счет установки КТ составляет:

$$\Delta\eta_k = \frac{Q_{KT}}{BQ_g^c} 100 = \frac{15022102,74 \cdot 100}{32498 \cdot 8867} = 5,2\%.$$

По методике, изложенной в главе 2 работы, определены температура, влагосодержание и точка росы уходящих газов на выходе из котельной установки для случая, когда установлен КТ: $t_{yx}=80,4$ °С, $X_{yx}=0,08083$ кг/кг с.г. и $t_{p.yx}=48,9$ °С. При этом точка росы газов на входе в КТ равна $t'_{p.yx}=54,6$ °С.

Расход нагреваемой в КТ воды

$$G_g = \frac{\eta_{KT} Q_{KT}}{c_g (t_g'' - t_g')} = \frac{0,98 \cdot 15022102,74}{35 - 5} = 490722,02 \text{ кг/ч},$$

где $\eta_{KT} = 0,98$ – КПД теплоутилизатора; c_g – теплоемкость воды, $c_g=4,187$ кДж/(кг·К) (1,0 ккал/(кг·°С)).

Расход конденсата $G_k = 15,626$ т/ч (при $B=9,0271$ м³/с).

Поверхность теплообмена F_{KT} , м², теплоутилизатора определяется из уравнения теплопередачи:

$$F_{KT} = \frac{Q_{KT}}{k_{KT} \Delta t_{cp}}, \quad (4.49)$$

где k_{KT} – поверхностный коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); $\Delta t_{cp}=56,35$ °С – средний температурный напор.

Коэффициент теплопередачи k_{KT} рассчитывается по формуле (3.28).

Коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности трубы к нагреваемой воде

$$\alpha_g = \frac{Nu_g \lambda_g}{d_g} = \frac{203,821 \cdot 59,9 \cdot 10^{-2}}{0,0136} = 8977,12 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где Nu_g – число Нуссельта для потока воды; λ_g – коэффициент теплопроводности воды, Вт/(м·К), определяется при средней температуре воды $t_{cp}^g = 0,5(t_g' + t_g'')$ [162]; d_g – внутренний диаметр внутренней трубы, м (см. рис. 3.1).

Число Нуссельта Nu_g для потока воды рассчитывалось по критериально-

му уравнению [235].

Коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к наружной поверхности теплообменника α_2 , Вт/(м²·К), определяется по формуле:

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \lambda_2}{d_H}, \quad (4.50)$$

где λ_2 – коэффициент теплопроводности продуктов сгорания, Вт/(м·К), определяется при средней температуре газов $t_2^{cp} = 0,5(t'_{yx} + t''_{yx})$ [162]; d_H – наружный диаметр наружной трубы, м (см. рис. 3.1).

Число Нуссельта для потока газов рассчитывается по формуле (3.17), в которую входит критерий орошения K наружной поверхности трубы конденсатом водяных паров из газов.

Критерий орошения

$$K = \frac{W d_H}{\mu}, \quad (4.51)$$

где W – плотность орошения поверхности теплообменника конденсатом водяных паров из газов, кг/(с·м²); μ – динамический коэффициент вязкости газов, Па·с, определяется при средней их температуре [162].

$$W = \frac{G_K}{F_{KT}}, \quad (4.52)$$

где G_K – расход получаемого из газов в утилизаторе конденсата, кг/с.

Расчет поверхности теплообмена производится по методу последовательных приближений.

Определено, что площадь теплообменной поверхности конденсационного утилизатора, установленного за котлом БКЗ-420-140 НГМ, равна 3600 м² (при $\delta=0,5$), $\alpha_2=87,2$ Вт/(м²·К), а $k_{KT}=86,15$ Вт/(м²·К).

Основой выполненных расчетов являются результаты обследований энергокотлов БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ и натурных испытаний поверхностного КТ, установленного за котлом ДЕ-10-14 ГМ ст. № 2 Ульянов-

ской ТЭЦ-3 [173, 180].

Произведен расчет экономической эффективности за счет установки КТ за паровым котлом БКЗ-420-140 НГМ по методике, изложенной в [173]. При этом учитывалась экономия химически очищенной воды (за счет получения конденсата водяных паров из газов) и тепловой энергии.

Количество теплоты при использовании получаемого из продуктов сгорания конденсата для подпитки тепловой сети

$$Q_k = 15626 \cdot (40 - 5) \cdot 4,187 \cdot 0,278 \cdot 10^{-6} = 0,637 \text{ МВт.}$$

Общее (суммарное) количество используемой теплоты

$$Q_c = Q_{KT} + Q_k = 17,471 + 0,637 = 18,108 \text{ МВт.}$$

Стоимость сэкономленной тепловой энергии

$$\mathcal{E}_T = Q_c e_T = 18,108 \cdot 608,71/1,163 = 9477,7 \text{ руб/ч,}$$

где $e_T=608,71$ руб/Гкал – себестоимость 1 Гкал теплоты.

Стоимость сэкономленной химически очищенной воды

$$\mathcal{E}_{x.v} = G_k e_{x.v} = 15,626 \cdot 32 = 500,032 \text{ руб/ч,}$$

где $e_{x.v}=32$ руб/т – себестоимость 1 т химически очищенной воды.

Значения e_T и $e_{x.v}$ приняты по данным ОАО «Волжская ТГК».

Экономическая эффективность за счет работы утилизатора теплоты 5000 часов в год составит

$$\mathcal{E}_{KT}^{\text{год}} = (9477,7 + 500,032) \cdot 5000 \cdot 10^{-6} = 49,889 \text{ млн.руб/год [96, 97, 111].}$$

Результаты теплового расчета КТ и расчета экономической эффективности обобщены для котлов разной тепловой мощности ТЭС и систем теплоснабжения и представлены на рис. 4.18–4.21 и в табл. 4.6 при доле перепускаемых по байпасному газоходу уходящих продуктов сгорания $\delta=0,2; 0,3; 0,5$ [99, 100].

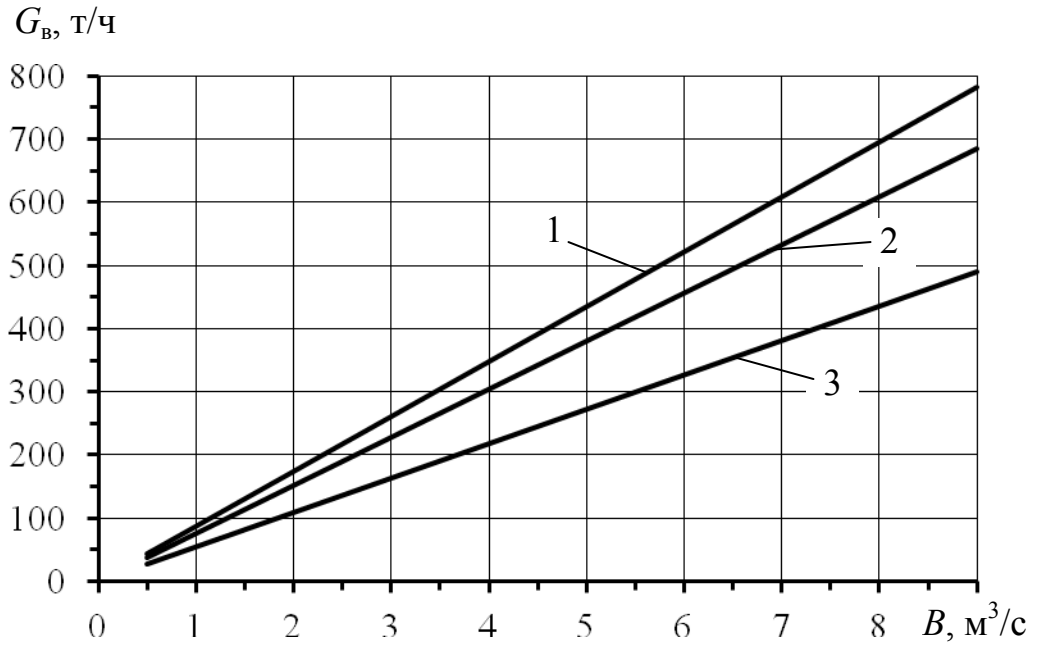


Рис. 4.18. Зависимость расхода воды G_B , подогреваемой в КТ, от расхода топлива на котел B и доли байпасируемых газов δ :
1 – $\delta=0,2$; 2 – $\delta=0,3$; 3 – $\delta=0,5$

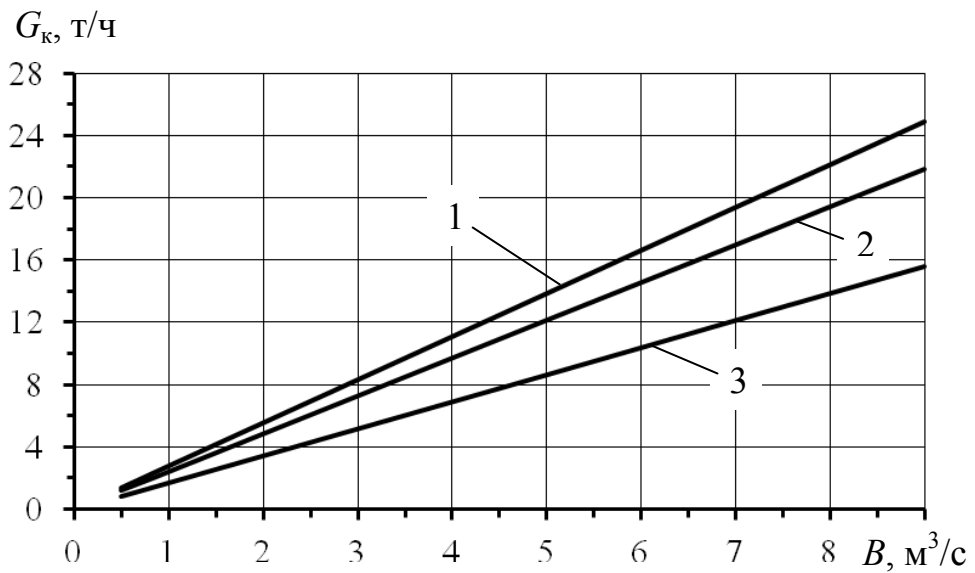


Рис. 4.19. Зависимость расхода конденсата водяных паров G_K , получаемого из газов в КТ, от расхода топлива на котел B и доли байпасируемых газов δ :
1 – $\delta=0,2$; 2 – $\delta=0,3$; 3 – $\delta=0,5$

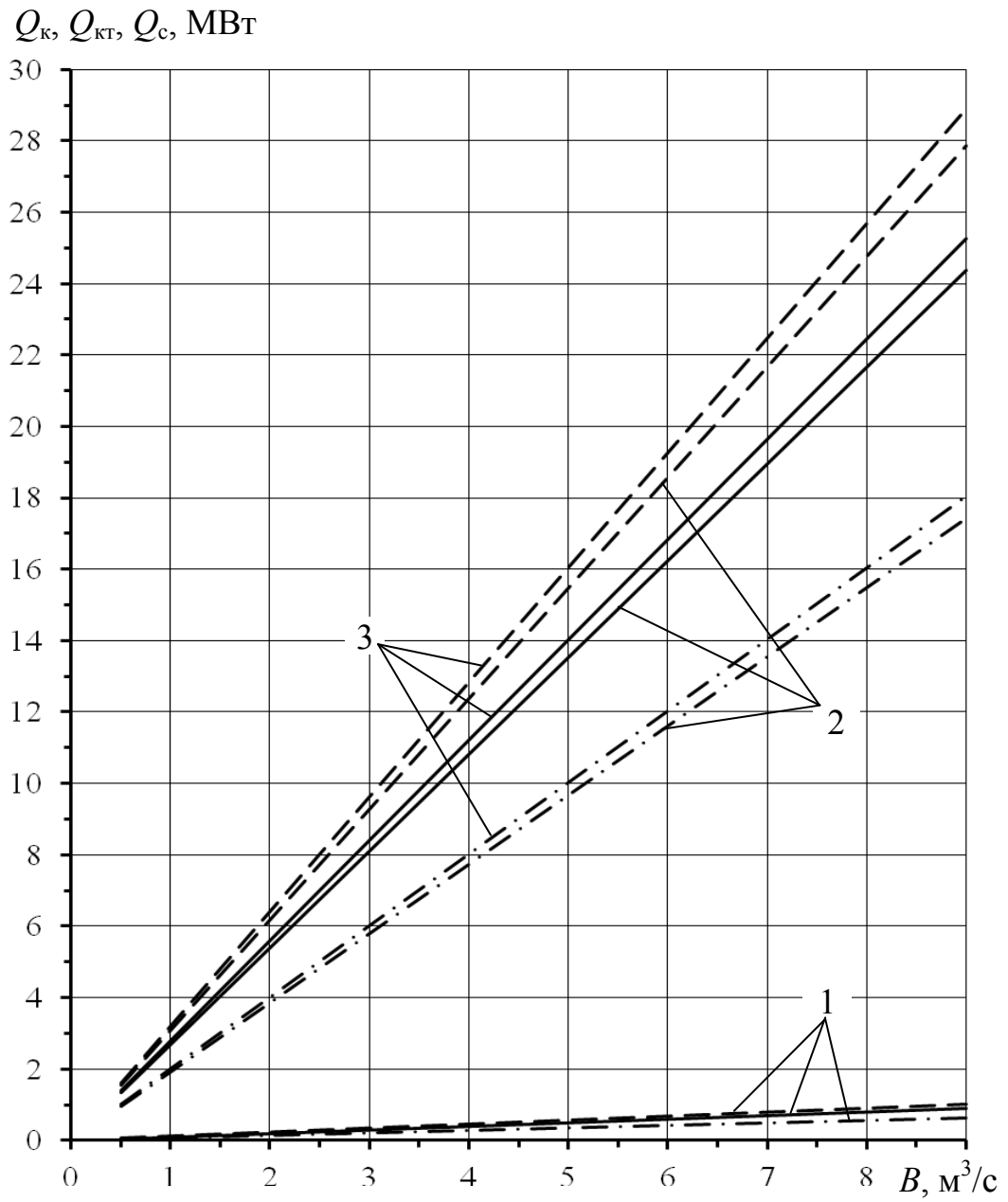


Рис. 4.20. Зависимости Q_k (1), Q_{kt} (2) и Q_c (3) от расхода топлива на котел B и доли перепускаемых по байпасу газов δ :

--- $\delta=0,2$; — $\delta=0,3$; - · - · - $\delta=0,5$

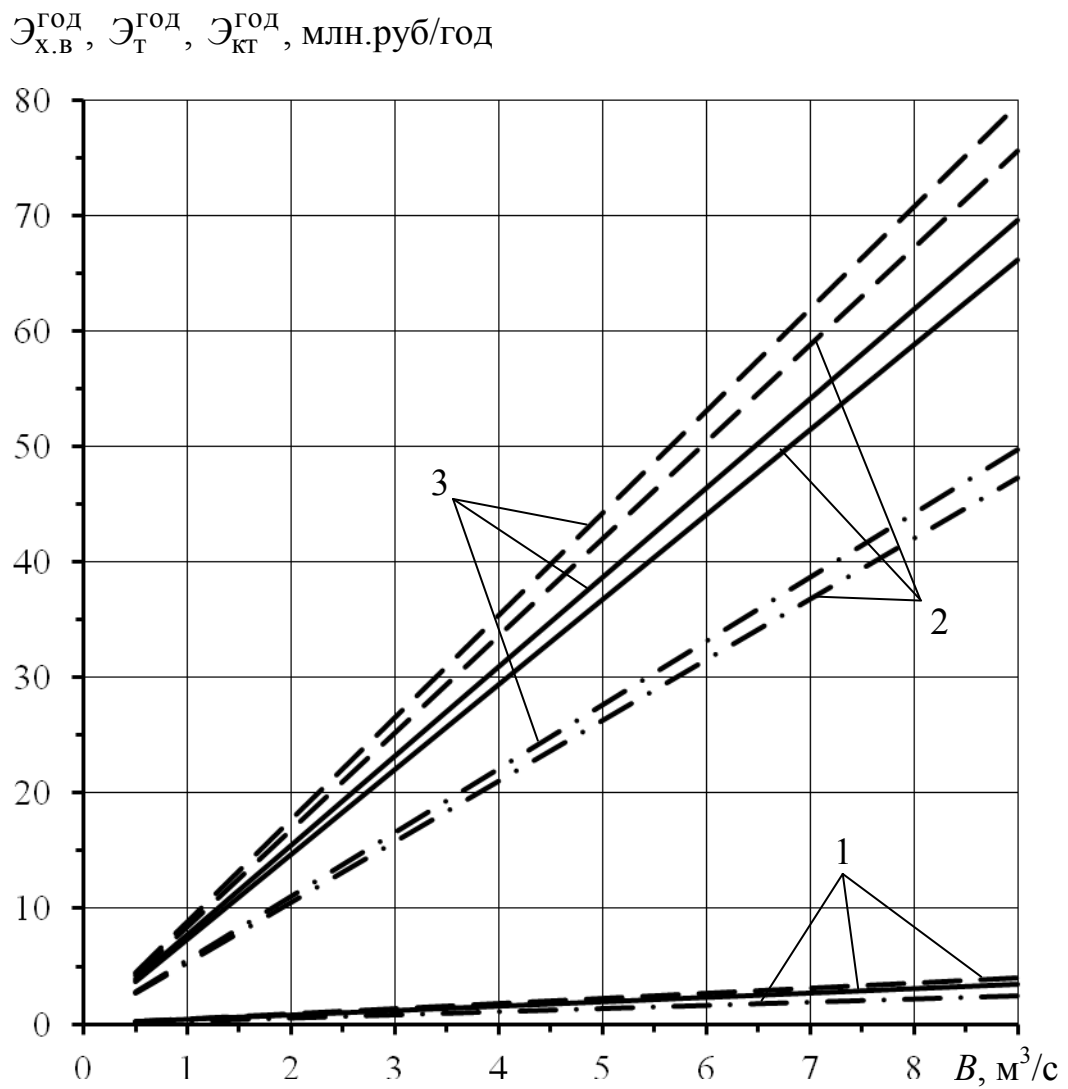


Рис. 4.21. Зависимости стоимости сэкономленной химочищенной воды $\mathcal{E}_{\text{х.в}}^{\text{год}}$ (1), стоимости сэкономленной тепловой энергии $\mathcal{E}_{\text{т}}^{\text{год}}$ (2) и экономической эффективности $\mathcal{E}_{\text{кт}}^{\text{год}}$ (3) за счет работы КТ 5000 ч/год от расхода топлива на котел B и доли перепускаемых по байпасу газов δ :

--- $\delta=0,2$; — $\delta=0,3$; - · - · - $\delta=0,5$

Таблица 4.6

**Результаты расчета экономической эффективности
за счет установки КТ за котлом при разных значениях доли
перепускаемых по байпасному газоходу уходящих продуктов сгорания**

B , м ³ /с	Q_{KT} , МВт	G_B , т/ч	G_K , т/ч	Q_K , МВт	Q_C , МВт	$\mathcal{E}_T^{год}$	$\mathcal{E}_{Х.В}^{год}$	$\mathcal{E}_{КТ}^{год}$
						млн.руб/год		
$\delta=0,2$								
0,5	1,54831	43,489	1,368	0,05573	1,60404	4,19775	0,2189	4,41665
1	3,09662	86,979	2,772	0,11293	3,20955	8,39935	0,4435	8,84285
3	9,28987	260,936	8,316	0,33879	9,62866	25,19805	1,33055	26,5286
5	15,48312	434,894	13,86	0,56465	16,04777	41,9967	2,2176	44,2143
7	21,67636	608,852	19,404	0,79051	22,46687	58,7954	3,10465	61,90005
8	24,77298	695,831	22,14	0,90197	25,67495	67,1909	3,5424	70,7333
9	27,86961	782,809	24,912	1,0149	28,88451	75,59025	3,9859	79,57615
$\delta=0,3$								
0,5	1,35477	38,053	1,224	0,04987	1,40464	3,6759	0,19585	3,87175
1	2,70955	76,107	2,412	0,09826	2,80781	7,348	0,3859	7,7339
3	8,12864	228,319	7,272	0,29626	8,4249	22,0478	1,1635	23,2113
5	13,54773	380,532	12,132	0,49425	14,04198	36,7476	1,9411	38,6887
7	18,96682	532,745	16,956	0,69078	19,6576	51,4436	2,71295	54,15655
8	21,67636	608,852	19,404	0,79051	22,46687	58,7954	3,10465	61,90005
9	24,38591	684,958	21,816	0,88877	25,27468	66,1434	3,49055	69,63395
$\delta=0,5$								
0,5	0,96769	27,181	0,864	0,0352	1,00289	2,62455	0,13825	2,7628
1	1,93539	54,362	1,728	0,0704	2,00579	5,2491	0,2765	5,5256
3	5,80617	163,085	5,184	0,21119	6,01736	15,7473	0,82945	16,57675
5	9,67695	271,809	8,64	0,35199	10,02894	26,24555	1,3824	27,62795
7	13,54773	380,532	12,132	0,49425	14,04198	36,7476	1,9411	38,6887
8	15,48312	434,894	13,86	0,56465	16,04777	41,9967	2,2176	44,2143
9	17,4185	489,256	15,588	0,63505	18,05355	47,2458	2,4941	49,7399

Отмечу, что срок окупаемости внедрения конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа за котлом БКЗ-420-140 НГМ на Самарской ТЭЦ составляет менее 1 года.

4.7. Расширение Самарской ТЭЦ котлом БКЗ-420-140 НГМ с конденсационным теплоутилизатором

*Определение капитальных вложений для оценки
экономической целесообразности расширения Самарской ТЭЦ*

На Самарской ТЭЦ первоначально было установлено пять котлов БКЗ-420-140 НГМ, одна турбина ПТ-60-130/13 и три турбины Т-100/120-130-3. В декабре 2002 года введена в эксплуатацию турбина Р-50-130/13, перевезенная с Новокуйбышевской ТЭЦ-2. В результате, на Самарской ТЭЦ появился дефицит пара, т.к. установленная мощность паровых котлов не соответствует установленной мощности паровых турбин.

Согласно инструкции по эксплуатации паротурбинного оборудования Самарской ТЭЦ требуемое количество свежего пара при номинальном режиме работы паровых турбин:

Р-50-130/13 136,1 кг/с;

ПТ-60-130/13 108 кг/с;

Т-100/120-130-3 130,6 кг/с.

Общий расход пара для работы турбин на номинальных параметрах

$$D_{\text{тур}} = 136,1 + 108 + 3 \cdot 130,6 = 635,9 \text{ кг/с (2289,2 т/ч)}.$$

Требуемая паропроизводительность энергетических котлов Самарской ТЭЦ для обеспечения работы турбоагрегатов на номинальном режиме с учетом собственных нужд

$$D_{\text{кот}}^{\text{тр}} = D_{\text{тур}} \cdot 1,06 = 635,9 \cdot 1,06 = 674,05 \text{ кг/с (2426,6 т/ч)}.$$

Действительная паропроизводительность установленных на Самарской ТЭЦ котлов

$$D_{\text{выр}} = 5D_{\text{БКЗ}} = 5 \cdot 420 = 2100 \text{ т/ч (583,3 кг/с)}.$$

Недостающее количество пара

$$D_{\text{кот}}^{\text{тр}} - D_{\text{выр}} = 674,05 - 583,3 = 90,75 \text{ кг/с (326,7 т/ч)}.$$

Для покрытия дефицита пара и повышения эффективности работы оборудования рассмотрим вариант расширения Самарской ТЭЦ котлом БКЗ-

420-140 НГМ с конденсационным теплоутилизатором [100, 120]. При дополнительной установке на Самарской ТЭЦ котла БКЗ-420-140 НГМ турбина Р-50-130/13 будет нагружена на 100% и дополнительно вырабатываемая электрическая мощность составит 35 МВт.

Капитальные вложения на приобретение оборудования (котла БКЗ-420-140 НГМ и КТ поверхностного типа)

$$KB_{об} = K_k + K_{кт}.$$

$$K_k = 35000 \cdot 420 = 14700 \cdot 10^3 \text{ долл. (955500 тыс.руб.)}.$$

Предлагается КТ за котлом БКЗ-420-140 НГМ выполнить из 24 калориферов типа КСк-4-12 (площадь поверхности нагрева – 172,9 м²). Стоимость одного калорифера – 100 тыс.руб. Стоимость 24-х калориферов составляет 2,4 млн.руб.

$$KB_{об} = 955500 + 2400 = 957900 \text{ тыс.руб.}$$

Полная величина капитальных вложений

$$\sum KB = \frac{KB_{об}}{\Delta OB} = \frac{957900}{0,5} = 1\,915\,800 \text{ тыс.руб.},$$

где $\Delta OB = 0,5$ – доля стоимости оборудования в полных капитальных вложениях.

Примем число часов использования дополнительной установленной электрической мощности $n_э = 6000$ ч/год.

Дополнительная годовая выработка электроэнергии

$$\Delta \mathcal{E}_{выр} = 35 \cdot 6000 = 210000 \text{ МВт}\cdot\text{ч/год.}$$

Дополнительный годовой отпуск электроэнергии с учетом ее расхода на собственные нужды станции

$$\Delta \mathcal{E}_{отп} = \Delta \mathcal{E}_{выр} \cdot 0,95 = 199500 \text{ МВт}\cdot\text{ч/год.}$$

В табл. 4.7 приведены энергетические характеристики турбоагрегата Р-50-130/13.

Температура конденсата, возвращаемого с производства, составляет 95 °С.

Дополнительная установленная тепловая мощность ТЭЦ

$$\Delta Q_T = 79,4(3043,4 - 397,8) / 1000 = 210,06 \text{ МВт (180,62 Гкал/ч)},$$

где 79,4 кг/с – недоотпуск пара на производство от Самарской ТЭЦ.

Таблица 4.7

Энергетические характеристики турбоагрегата Р-50-130/13

Номинальная мощность	50 МВт
Расход свежего пара при номинальной нагрузке	490 т/ч
Давление свежего пара	130 кгс/см ²
Температура свежего пара	555 °С
Давление пара на выхлопе турбины	13 кгс/см ²
Температура отработавшего пара	300 °С
Расход пара на ПВД	80 т/ч

Примем число часов использования дополнительной установленной тепловой мощности $n_T=6000$ ч/год.

Дополнительная годовая выработка тепловой энергии

$$\Delta Q_{\text{выр}} = 180,62 \cdot 6000 = 1083720 \text{ Гкал/год.}$$

Дополнительный годовой отпуск тепловой энергии с учетом ее расхода на собственные нужды станции

$$\Delta Q_{\text{отп}} = \Delta Q_{\text{выр}} \cdot 0,97 = 1051208,4 \text{ Гкал/год.}$$

Определение эксплуатационных затрат

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии

$$b_y^э = \frac{123}{\eta_c^э} = \frac{123}{0,38} = 324 \text{ г/(кВт·ч).}$$

Годовой расход условного топлива на выработку электроэнергии

$$B_9^{\text{ТЭЦ}} = (0,324 \cdot 35000 \cdot 6000) / 1000 = 68040 \text{ т.у.т/год.}$$

Удельный расход условного топлива на выработку тепловой энергии

$$b_y^T = \frac{34,121}{\eta_c^T} = \frac{34,121}{0,893} = 38,21 \text{ кг/ГДж.}$$

Годовой расход условного топлива на выработку тепловой энергии

$$B_T^{\text{ТЭЦ}} = (38,21 \cdot 4,187 \cdot 180,62 \cdot 6000) / 1000 = 173379,23 \text{ т.у.т/год.}$$

Суммарный годовой расход условного топлива

$$B = B_9^{\text{ТЭЦ}} + B_T^{\text{ТЭЦ}} = 68040 + 173379,23 = 241419,23 \text{ т.у.т/год.}$$

Годовые затраты на топливо I_T

$$I_T = 3 \cdot 241419,23 = 724257,69 \text{ тыс.руб/год.}$$

Здесь 3 тыс.руб/т.у.т – стоимость условного топлива.

Годовые затраты на оплату труда обслуживающего персонала ТЭЦ

$$I_{ЗП} = 4 \cdot 25 \cdot 12 = 1200 \text{ тыс.руб/год,}$$

где 25 тыс.руб/(мес·чел) – средняя заработная плата одного работника эксплуатационного персонала.

Отчисления на социальное страхование (ЕСН)

$$I_{ЕСН} = I_{ЗП} \cdot 30,2 \cdot 0,01 = 362,4 \text{ тыс.руб/год.}$$

Амортизационные отчисления по объектам основных производственных фондов (средняя норма амортизации 5-15%)

$$I_A = \Sigma KB \cdot N_A \cdot 0,01 = 1915800 \cdot 10 \cdot 0,01 = 191580 \text{ тыс.руб/год.}$$

Прочие затраты (в % от выше перечисленных без учета начисленного ЕСН и амортизационных отчислений)

$$I_{пр} = (I_T + I_{ЗП}) \cdot 36 \cdot 0,01 = 261164,76 \text{ тыс.руб/год.}$$

Годовые эксплуатационные затраты

$$I = I_T + I_{ЗП} + I_{ЕСН} + I_A + I_{пр} = 724257,69 + 1200 + 362,4 + 191580 + 261164,76 = 1178564,8 \text{ тыс.руб/год.}$$

Доли расхода условного топлива на выработку электрической и тепловой энергии:

$$\gamma_{\text{э}} = \frac{B_{\text{э}}^{\text{ТЭЦ}}}{B} = \frac{68040}{241419,23} = 0,28; \quad \gamma_{\text{т}} = \frac{B_{\text{т}}^{\text{ТЭЦ}}}{B} = \frac{173379,23}{241419,23} = 0,72.$$

Годовые издержки на ТЭЦ, относимые на производство электрической энергии:

$$I_{\text{э}} = \gamma_{\text{э}} I = 0,28 \cdot 1178564,8 = 329998,1 \text{ тыс.руб/год;}$$

тепловой энергии:

$$I_{\text{т}} = \gamma_{\text{т}} I = 0,72 \cdot 1178564,8 = 848566,7 \text{ тыс.руб/год.}$$

Себестоимость электрической и тепловой энергии для расширяемой части ТЭЦ

$$S_э = \frac{I_э}{\Delta \mathcal{E}_{\text{выр}}} = \frac{329998,1}{210000} = 1,57 \text{ руб}/(\text{кВт}\cdot\text{ч});$$

$$S_T = \frac{I_T}{\Delta Q_{\text{выр}}} = \frac{848566,7 \cdot 10^3}{1083720} = 783 \text{ руб}/\text{Гкал} (673,3 \text{ руб}/(\text{МВт}\cdot\text{ч})).$$

*Финансово-экономический анализ проекта расширения
Самарской ТЭЦ по программе «Альт-Инвест-Прим»*

Данные, вводимые в программу «Альт-Инвест-Прим», представлены в таблице 4.8.

Таблица 4.8

Исходные данные для расчета по программе «Альт-Инвест-Прим»

№ п/п	Показатель	Единица измерения	Величина
1	Коэффициент пересчета	руб/долл.	65
2	Интервал планирования (ИП)	дней	360
3	Срок жизни проекта (количество интервалов планирования)	год	12
4	Объем производства и продаж: график освоения производства отпущенная потребителям электроэнергия (100-5 = 95% от выработанной с учетом потребления на собственные нужды) отпущенная потребителям тепловая энергия (100-3 = 97% от произведенной)	% по интервалам планирования тыс.кВт·ч/год Гкал/год	I – 75% II – 100% 199500 1051208,4
5	Выручка от реализации: средний тариф на электроэнергию средний тариф на тепловую энергию	руб/(1000 кВт·ч) руб/Гкал	2100 1200
6	Текущие затраты в году: на топливо на выплату зарплаты рабочему персоналу отчисления на социальное страхование (ЕСН) прочие операционные затраты	тыс.руб. тыс.руб. % %	724257,69 1200 30,2 36
7	Инвестиционные затраты: график освоения инвестиций (по интервалам планирования) величина капитальных вложений амортизационные отчисления	% тыс.руб. %	I – 65% II – 35% 1915800 10

№ п/п	Показатель	Единица измерения	Величина
8	Источники финансирования: оптимальный график кредитования (собственные средства Волжской ТГК)	-	0
	проценты за кредит (среднегодовые)	%	0
9	Отчет о прибыли: налоги до налога на прибыль (средняя налоговая ставка)	%	5
	налог на прибыль (налоговая ставка)	%	20
	налоги после налога на прибыль (средняя налоговая ставка)	%	5

Ниже приведены основные итоговые результаты оценки эффективности проекта, полученные с использованием программы «Альт-Инвест-Прим». Расчеты выполнены для двух вариантов: 1. Индекс дисконтирования $E=10\%$; 2. Индекс дисконтирования $E=15\%$.

1. Для индекса дисконтирования $E=10\%$:

простой срок окупаемости	$T_{OK} = 4,9$ года;
чистый поток денежных средств нарастающим итогом (ЧПДС или ЧД)	ЧД = 3 156 207 тыс.руб;
внутренняя норма доходности (прибыли)	ВНД или IRR – 26,2%;
чистая текущая стоимость проекта	NPV – 1 230 311 тыс.руб;
рентабельность инвестиций	NPVR – 66,3%;
дисконтированный чистый поток денежных средств нарастающим итогом	ДЧПДС или ЧДД = 1 230 311 тыс.руб;
дисконтированный срок окупаемости	$T_{OK(D)} = 5,9$ года.

2. Для индекса дисконтирования $E=15\%$:

простой срок окупаемости	$T_{OK} = 4,9$ года;
чистый поток денежных средств нарастающим итогом (ЧПДС или ЧД)	ЧД = 3 156 207 тыс.руб;
внутренняя норма доходности (прибыли)	ВНД или IRR – 26,2%;
чистая текущая стоимость проекта	NPV – 701 049 тыс.руб;
рентабельность инвестиций	NPVR – 38,3%;
дисконтированный чистый поток денежных средств нарастающим итогом	ДЧПДС или ЧДД = 701 049 тыс.руб;
дисконтированный срок окупаемости	$T_{OK(D)} = 6,7$ года.

Таким образом, простой срок окупаемости капитальных вложений со-

ставляет 4,9 года, дисконтированный – 5,9 года (при внутренней норме прибыли $IRR = 26,2\%$ и $E = 10\%$). Чистый дисконтированный доход составляет 1 230 311 тыс.руб при $E = 10\%$ и 701 049 тыс.руб при $E = 15\%$. Расчетное значение рентабельности инвестиций $NPVR = 66,3\%$ (при $E = 10\%$), то есть по проекту ожидается 0,66 руб. чистого дисконтированного притока на каждый рубль дисконтированных инвестиционных расходов [120].

Анализ результатов расчетов подтверждает предположение об эффективности проекта расширения Самарской ТЭЦ котлом БКЗ-420-140 НГМ и устанавливаемым за ним конденсационным теплоутилизатором.

4.8. Предварительный подогрев дутьевого воздуха энергетического котла продуктами сгорания природного газа

Современные котельные установки тепловых электростанций в целях защиты хвостовых поверхностей нагрева котлов от низкотемпературной коррозии оборудуются калориферными установками для предварительного подогрева дутьевого воздуха. При этом в качестве греющего теплоносителя в калориферной установке используют водяной пар или сетевую воду, что увеличивает расход теплоты на собственные нужды станции, связанный с предварительным подогревом дутьевого воздуха.

Для повышения экономичности котельной установки, работающей на природном газе, предлагается осуществлять предварительный подогрев до температуры 20–30 °С воздуха перед подачей его в воздухоподогреватель котла уходящими продуктами сгорания (газами) в конденсационном поверхностном теплообменнике, установленном в дополнительном газоходе на всасывающей стороне дымососа [101, 103, 374, 404]. При этом по дополнительному газоходу в конденсационный поверхностный теплообменник необходимо направлять только часть уходящих газов (в расчетном режиме 20–25%), чтобы в нем осуществлялось их охлаждение ниже точки росы с конденсацией части содержащихся в уходящих газах водяных паров. Остальное количество ухо-

дящих продуктов сгорания (в расчетном режиме 75–80%) целесообразно направлять по основному газоходу и смешивать с потоком охлажденных ниже точки росы продуктов сгорания для их подогрева до температуры 100–110 °С с целью исключения конденсации в наружных газоходах и в дымовой трубе водяных паров, оставшихся в уходящих продуктах сгорания (см. рис. 4.22). За расчетный режим принимается режим работы котельной установки при температуре наружного воздуха для проектирования отопления, равной средней температуре наиболее холодной пятидневки. Конденсат водяных паров, выделяющийся из продуктов сгорания в процессе их охлаждения ниже точки росы, после дегазации целесообразно использовать в качестве питательной воды котла либо в качестве подпиточной воды тепловой сети [41, 49, 99, 101, 102, 103, 173, 207, 271].

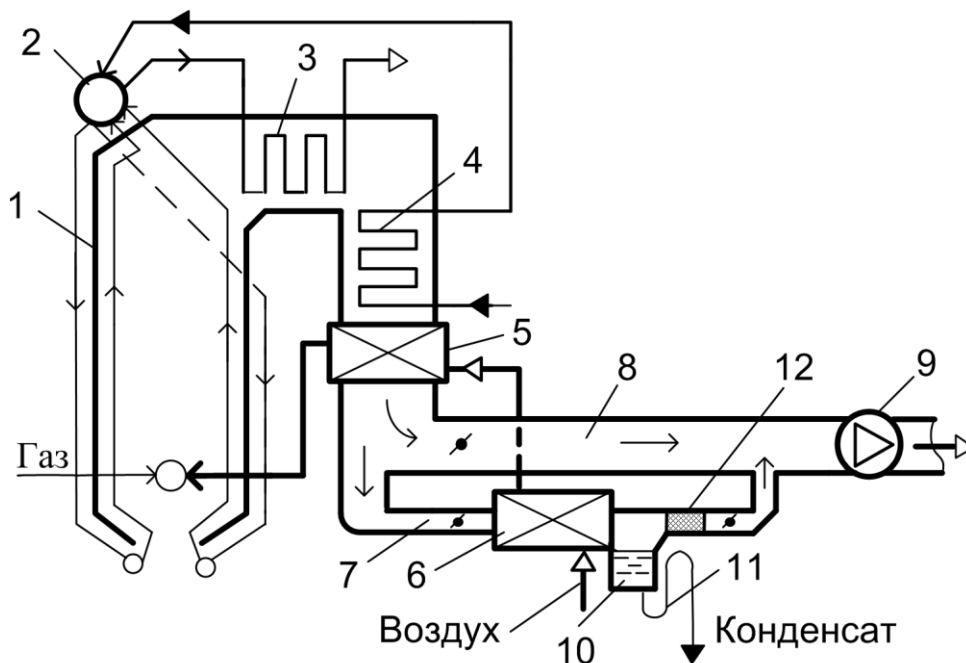


Рис. 4.22. Схема котельной установки:

1 – котел; 2 – барабан; 3 – пароперегреватель; 4 – водяной экономайзер; 5 – воздухоподогреватель; 6 – конденсационный поверхностный теплообменник; 7 – дополнительный газоход; 8 – основной газоход; 9 – дымосос; 10 – сборник конденсата водяных паров; 11 – гидрозатвор; 12 – каплеуловитель

Установка, изображенная на рис. 4.22, работает следующим образом.

В котел 1 подаются топливо, в качестве которого используется природ-

ный газ, и воздух. Подогретая в экономайзере 4 питательная вода подается в барабан 2. Выходящий из барабана 2 насыщенный водяной пар поступает в пароперегреватель 3, в котором он перегревается и затем направляется к потребителю (на схеме не показан).

После водяного экономайзера уходящие продукты сгорания поступают в воздухоподогреватель 5, в котором их температура понижается до 120–130 °С. Вышедший из воздухоподогревателя 5 поток газов разделяется на две части. Одна часть газов (в расчетном режиме 75–80%) направляется в газоход 8, а другая (20–25%) – в поверхностный теплообменник конденсационного типа 6 для предварительного подогрева атмосферного воздуха.

Температура газов в теплообменнике 6 понижается до температуры ниже точки росы, а температура воздуха повышается до 20–30 °С. Подогретый предварительно в теплообменнике 6 дутьевой воздух далее направляется в воздухоподогреватель 5. Охлажденные ниже точки росы продукты сгорания направляются в основной газоход 8, где смешиваются с неохлажденными газами и подогреваются. Общий поток уходящих газов в расчетном режиме при температуре 100–110 °С через дымовую трубу отводится в атмосферу.

Таким образом, предварительный подогрев до температуры 20–30 °С воздуха перед подачей его в воздухоподогреватель котла, работающего на природном газе, уходящими продуктами сгорания с их охлаждением ниже точки росы в конденсационном поверхностном теплообменнике, установленном в дополнительном газоходе, позволяет повысить надежность котельной установки путем исключения низкотемпературной коррозии теплообменной поверхности воздухоподогревателя и ее экономичность за счет полезного использования в котле как физической теплоты уходящих газов, так и скрытой теплоты конденсации части содержащихся в них водяных паров.

Предлагается на Самарской ТЭЦ филиала «Самарский» ПАО «Т Плюс» за котлом БКЗ-420-140 НГМ, работающим на природном газе, смонтировать дополнительный газоход и установить в нем конденсационный поверхност-

ный теплообменник для предварительного подогрева дутьевого воздуха от температуры наружного воздуха t_n до $t''_{вз}$, равной 20–30 °С, и получения конденсата водяных паров из уходящих газов. Конденсат водяных паров из газов после дегазации предлагается использовать в качестве подпиточной воды тепловой сети. За котлом БКЗ-420-140 НГМ установлено два вращающихся регенеративных воздухоподогревателя типа РВП-54.

Выполнен тепловой расчет конденсационного поверхностного теплообменника по методике, изложенной в [172]. Целью расчета является определение тепловой мощности теплообменника, расхода уходящих газов для предварительного подогрева дутьевого воздуха котла при условии их охлаждения ниже точки росы, расхода конденсата водяных паров, температуры уходящих газов, коэффициента использования топлива котла за счет работы теплообменника.

Исходные данные для выполнения расчета: состав газообразного топлива Уренгойского месторождения; расход топлива на котел $B=9,0271 \text{ м}^3/\text{с}$; паропроизводительность котла $D_{пе}=420 \text{ т/ч}$; температура газов на входе в конденсационный теплообменник $t'_{yx}=120 \text{ °С}$, на выходе из него $t''_{yx}=40 \text{ °С}$; коэффициент избытка воздуха в уходящих газах за РВП (перед теплообменником) $\alpha_{yx}=1,3$; низшая и высшая теплота сгорания топлива $Q_H^c=33,383 \text{ МДж/м}^3$, $Q_B^c=37,126 \text{ МДж/м}^3$; объемный расход дутьевого воздуха на один энергетический котел БКЗ-420-140 НГМ, работающий на номинальной нагрузке, $V_{вз}=107,02 \text{ м}^3/\text{с}$; влагосодержание дутьевого воздуха $X_B=0,01 \text{ кг/кг с.в.}$; температура исходной воды, поступающей на водоподготовительную установку Самарской ТЭЦ, $t_{исх}=5 \text{ °С}$.

Объем влажных продуктов сгорания газообразного топлива Уренгойского месторождения $V_r=13,5668 \text{ м}^3 \text{ пр.сг./м}^3 \text{ газа}$.

Расход уходящих газов V_{yx} , $\text{м}^3/\text{ч}$, направляемых в конденсационный поверхностный теплообменник для предварительного подогрева дутьевого воз-

духа котла, рассчитывался по формуле [102, 172]:

$$V_{yx} = \frac{10^3 Q_T}{\left[0,33(t'_{yx} - t''_{yx}) + 435 \frac{X'_{yx} - X''_{yx}}{0,6 + X'_{yx}} \right] 1,163 \cdot 0,98}, \quad (4.53)$$

где Q_T – тепловая мощность конденсационного поверхностного теплообменника, кВт; $X'_{yx}=0,11514$, $X''_{yx}=0,04651$ – влагосодержание уходящих газов соответственно на входе в теплообменник и на выходе из него, кг/кг с.г.

Тепловая мощность конденсационного поверхностного теплообменника Q_T , кВт, определялась по уравнению теплового баланса:

$$Q_T = V_{вз} \rho_{вз} c_{вз} (t''_{вз} - t_H), \quad (4.54)$$

где $\rho_{вз}$ – плотность воздуха, кг/м³; $c_{вз}$ – удельная массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К) [162].

Доля уходящих продуктов сгорания β , %, направляемых в конденсационный поверхностный теплообменник для предварительного подогрева дутьевого воздуха котла, рассчитывалась по формуле:

$$\beta = \frac{V_{yx}}{3600BV_T} 100. \quad (4.55)$$

Значения величины β в зависимости от температуры наружного воздуха и при температуре предварительно подогретого в теплообменнике дутьевого воздуха $t''_{вз}$, равной 20 и 30 °С, представлены в таблицах 4.9, 4.10 и на рис. 4.23.

Установлено, что доля уходящих газов, используемых для предварительного подогрева дутьевого воздуха котла БКЗ-420-140 НГМ с их охлаждением ниже точки росы, в зависимости от температуры наружного воздуха t_H составляет 3,9–20,7% и 7,6–24,4% от их общего количества соответственно при нагреве воздуха до 20 и 30 °С.

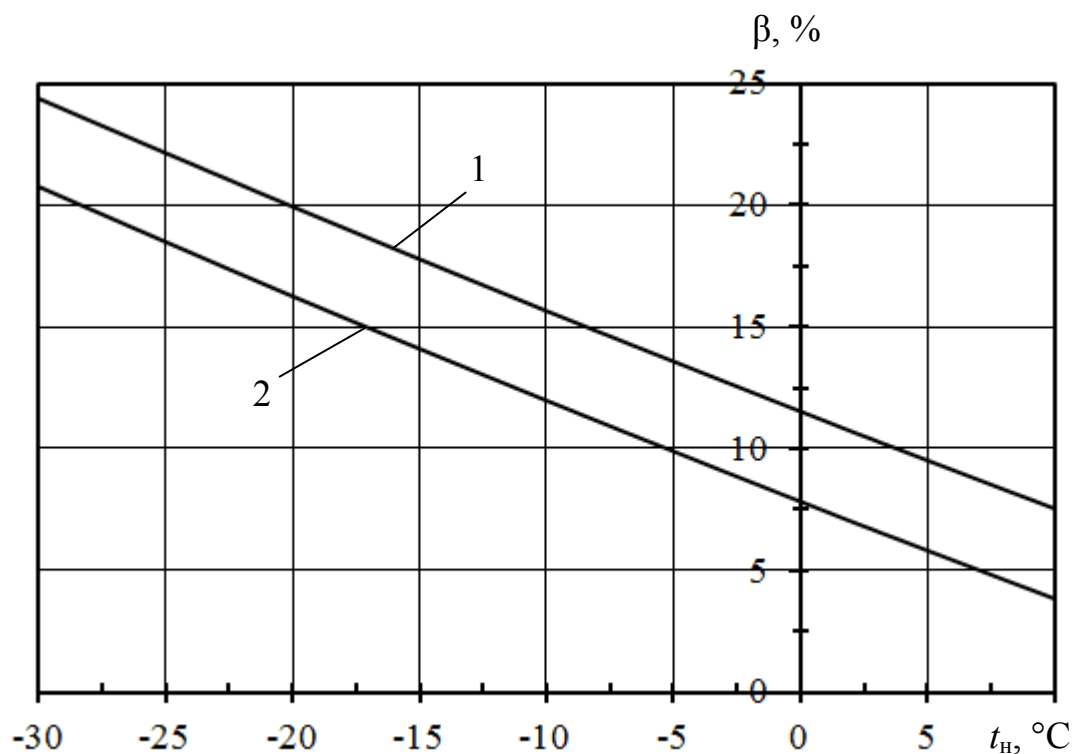


Рис. 4.23. Зависимость доли уходящих продуктов сгорания β , направляемых в конденсационный теплообменник для предварительного подогрева дутьевого воздуха котла БКЗ-420-140 НГМ, от t_n при $t'_{вз} = 30$ °C (1) и $t'_{вз} = 20$ °C (2)

Повышение коэффициента использования топлива котла $\Delta\eta_k$, %, за счет работы конденсационного поверхностного теплообменника, определялось по формуле:

$$\Delta\eta_k = \frac{Q_T}{BQ_B^c} 100. \quad (4.56)$$

Расход конденсата водяных паров G_k , кг/ч, получаемого из уходящих газов в конденсационном поверхностном теплообменнике:

$$G_k = 3600\Delta g_w B\beta / 100, \quad (4.57)$$

Здесь $\Delta g_w = 0,961679$ кг/м³ [172].

Значения расхода конденсата водяных паров, получаемого из уходящих продуктов сгорания в поверхностном теплообменнике, в зависимости от температуры наружного воздуха и при температуре предварительно подогретого

в теплообменнике дутьевого воздуха $t''_{вз}$, равной 20 и 30°C, представлены в таблице 4.9 и на рис. 4.24. При понижении температуры наружного воздуха от +10°C до -30°C расход конденсата из уходящих газов увеличивается от 1,2 до 6,48 т/ч (на 81,5%) и от 2,37 до 7,62 т/ч (на 68,9%) соответственно при подогреве дутьевого воздуха до 20°C и до 30°C.

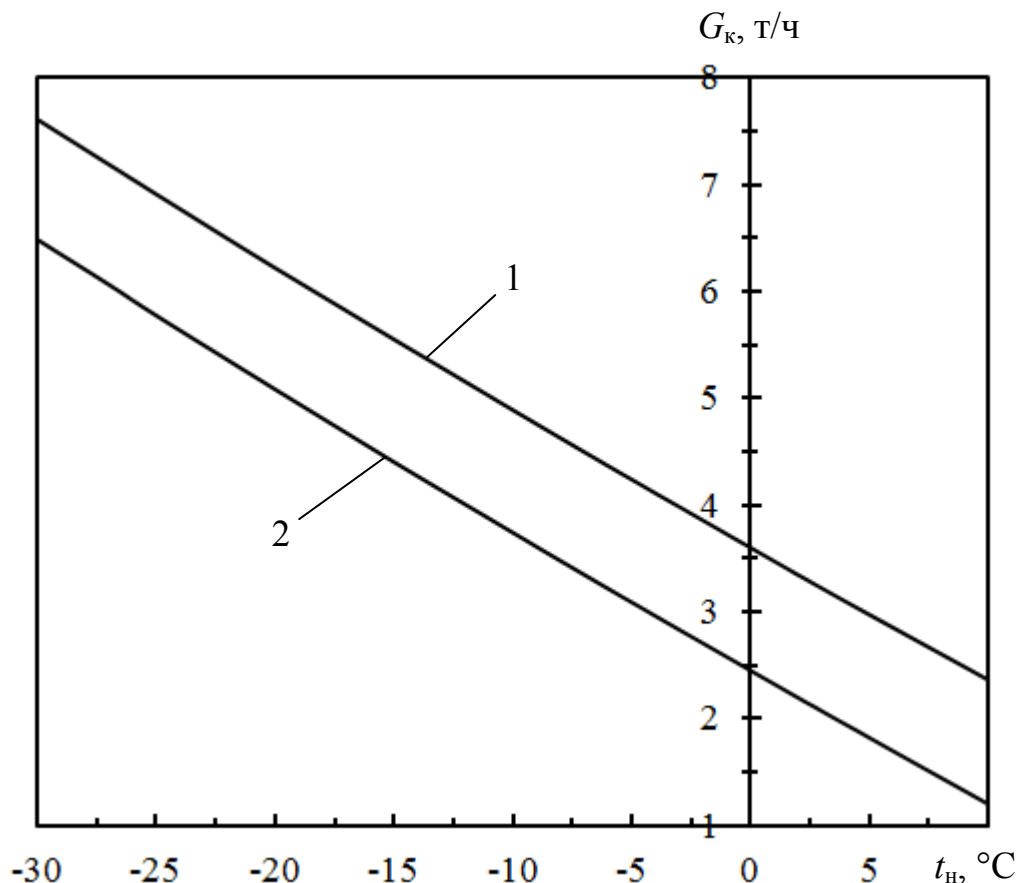


Рис. 4.24. Зависимость расхода конденсата водяных паров из уходящих продуктов сгорания от температуры наружного воздуха t_n при $t''_{вз} = 30^\circ\text{C}$ (1) и $t''_{вз} = 20^\circ\text{C}$ (2)

Выполнен расчет экономической эффективности за счет работы конденсационного поверхностного теплообменника за паровым котлом БКЗ-420-140 НГМ по методике, изложенной в [102, 172]. При ее определении учитывалась экономия тепловой энергии и химически очищенной воды.

Теплота конденсата из продуктов сгорания природного газа Q_k , кВт, рассчитывалась по формуле:

$$Q_k = G_k c_B (t_k - t_{исх}) / 3600, \quad (4.58)$$

где c_B — удельная массовая теплоемкость воды, кДж/(кг·К); t_k — температура

конденсата водяных паров из уходящих газов ($t_k \approx t''_{yx}$), °С.

Суммарное количество утилизируемой теплоты Q_c , кВт:

$$Q_c = Q_T + Q_k. \quad (4.59)$$

Результаты вариантных расчетов тепловой мощности конденсационного теплообменника Q_T , теплоты конденсата водяных паров Q_k и суммарного количества утилизируемой теплоты Q_c в зависимости от температуры наружного воздуха представлены в таблице 4.9 и на рис. 4.25. Установлено, что при повышении температуры наружного воздуха от -30 °С до +10 °С теплопроизводительность конденсационного теплообменника уменьшается от 7,099 до 1,319 МВт (на 81,4%) и от 8,344 до 2,592 МВт (на 68,9%) соответственно при подогреве дутьевого воздуха до 20 °С и до 30 °С.

Стоимость сэкономленной тепловой энергии $\mathcal{E}_{\text{тепл}}$, тыс.руб/сут:

$$\mathcal{E}_{\text{тепл}} = \frac{24}{1163 \cdot 10^3} Q_c e_T, \quad (4.60)$$

где $e_T = 780,5$ руб/Гкал – себестоимость 1 Гкал теплоты по данным филиала «Самарский» ПАО «Т Плюс».

Стоимость сэкономленной химически очищенной воды $\mathcal{E}_{\text{хов}}$, тыс.руб/сут:

$$\mathcal{E}_{\text{хов}} = 24 G_k e_{x.v} / 10^6, \quad (4.61)$$

где G_k – расход конденсата водяных паров из уходящих газов, кг/ч; $e_{x.v} = 32$ руб/т – себестоимость 1 т химически очищенной воды по данным филиала «Самарский» ПАО «Т Плюс».

Экономическая эффективность за счет работы конденсационного теплообменника

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_{\text{тепл}} + \mathcal{E}_{\text{хов}}. \quad (4.62)$$

Результаты расчета экономической эффективности за счет предварительного подогрева дутьевого воздуха котла БКЗ-420-140 НГМ в установленном за ним конденсационном теплообменнике при различных значениях температуры наружного воздуха представлены в таблице 4.9 и на рис. 4.26.

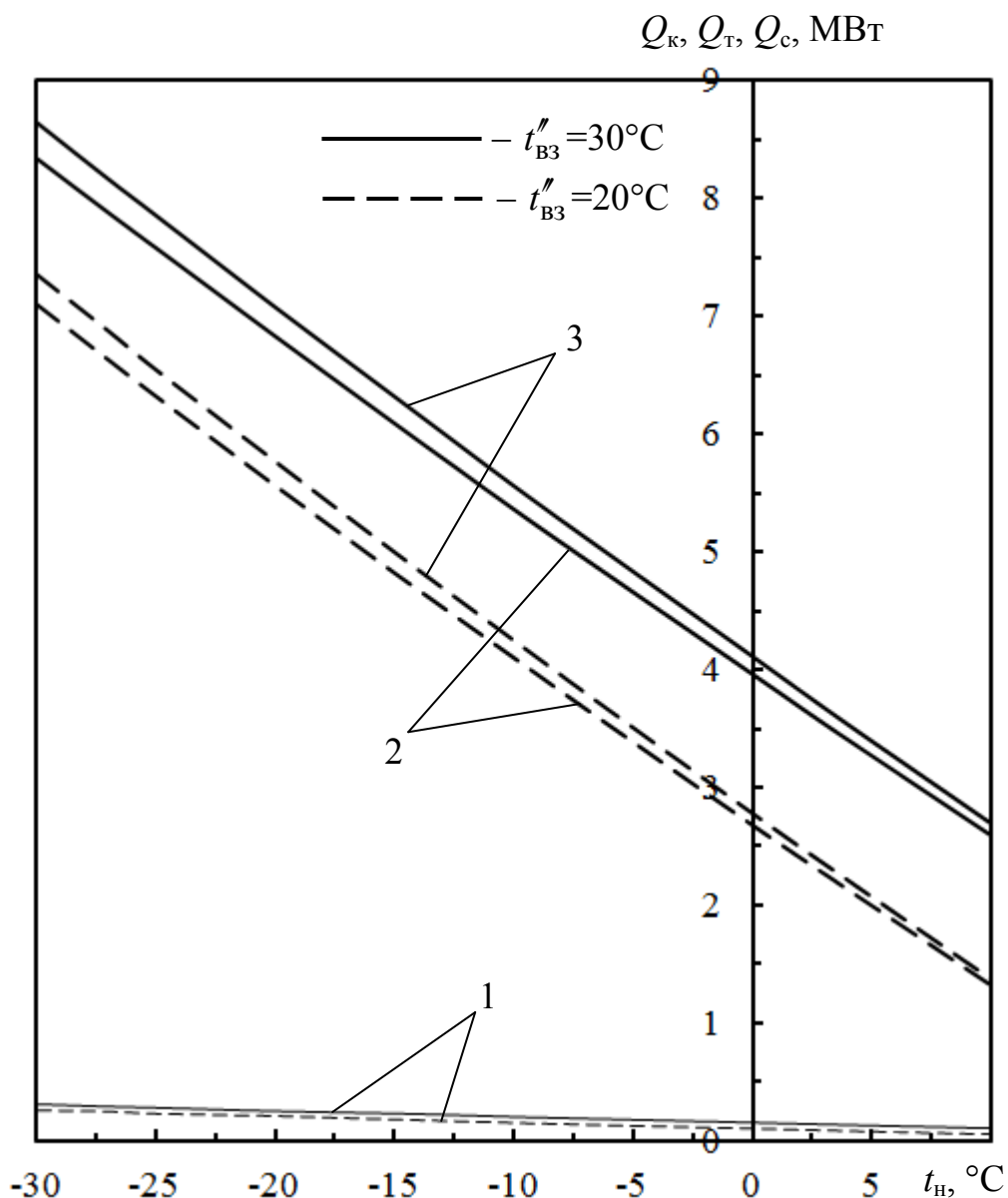


Рис. 4.25. Зависимости теплоты конденсата водяных паров Q_k (1), тепловой мощности конденсационного теплообменника Q_T (2) и суммарного количества утилизируемой теплоты Q_c (3) от температуры наружного воздуха t_n

На Самарской ТЭЦ установлено пять энергетических котлов БКЗ-420-140 НГМ. Предварительный подогрев дутьевого воздуха котлов осуществляется в калориферных установках, при этом в качестве греющего теплоносителя используется водяной пар. При средней температуре наружного воздуха за отопительный период, равной $-6,1^\circ\text{C}$ для г. Самара, экономическая эффективность за счет предварительного подогрева дутьевого воздуха одного котла уходящими газами составляет $61,615 \cdot 206 = 12692,69$ тыс.руб/год (при

$t''_{\text{вз}}=20^\circ\text{C}$) и $83,72 \cdot 206=17246,32$ тыс.руб/год (при $t''_{\text{вз}}=30^\circ\text{C}$). Здесь 206 сут/год – продолжительность отопительного периода для г. Самара. Таким образом, годовой экономический эффект за счет предварительного подогрева дутьевого воздуха пяти энергокотлов уходящими продуктами сгорания с их глубоким охлаждением составит $12692,69 \cdot 5/10^3=63,463$ млн.руб/год (при $t''_{\text{вз}}=20^\circ\text{C}$) и $17246,32 \cdot 5/10^3=86,232$ млн.руб/год (при $t''_{\text{вз}}=30^\circ\text{C}$) [103, 404].

Таблица 4.9

Результаты расчета экономической эффективности за счет предварительного подогрева дутьевого воздуха котла БКЗ-420-140 НГМ в конденсационном теплообменнике

$t_{\text{н}},$ $^\circ\text{C}$	$Q_{\text{г}},$ кВт	$V_{\text{ух}},$ м ³ /ч	$\beta,$ %	$\Delta\eta_{\text{к}},$ %	$G_{\text{к}},$ кг/ч	$Q_{\text{к}},$ кВт	$Q_{\text{с}},$ кВт	$\mathcal{E}_{\text{тепл}}$	$\mathcal{E}_{\text{хов}}$	\mathcal{E}
								тыс.руб/сут		
$t''_{\text{вз}}=20^\circ\text{C}$										
-30	7099,292	91405,12	20,73	2,12	6480	263,403	7362,695	118,588	4,977	123,565
-27	6632,152	85390,58	19,37	1,98	6055,2	246,135	6878,287	110,786	4,65	115,436
-25	6323,669	81418,78	18,47	1,89	5770,8	234,575	6558,244	105,631	4,432	110,063
-20	5562,75	71621,77	16,24	1,66	5076	206,332	5769,082	92,92	3,898	96,818
-15	4824,115	62111,66	14,09	1,44	4402,8	178,968	5003,083	80,583	3,381	83,964
-10	4097,849	52760,81	11,97	1,22	3740,4	152,042	4249,891	68,451	2,873	71,324
-6,1	3539,864	45576,61	10,34	1,06	3232,8	131,409	3671,273	59,132	2,483	61,615
0	2682,424	34536,86	7,83	0,8	2448	99,508	2781,932	44,808	1,88	46,688
3,8	2158,824	27795,39	6,3	0,64	1969,2	80,045	2238,869	36,061	1,512	37,573
10	1318,626	16977,63	3,85	0,39	1202,4	48,876	1367,502	22,026	0,923	22,949
$t''_{\text{вз}}=30^\circ\text{C}$										
-30	8344,125	107432,65	24,37	2,49	7617,6	309,645	8653,77	139,383	5,85	145,233
-27	7884,617	101516,37	23,03	2,35	7196,4	292,524	8177,141	131,706	5,527	137,233
-25	7580,752	97604,04	22,14	2,26	6919,2	281,256	7862,008	126,63	5,314	131,944
-20	6829,749	87934,69	19,94	2,04	6231,6	253,306	7083,055	114,084	4,786	118,87
-15	6091,114	78424,58	17,79	1,82	5558,4	225,941	6317,055	101,746	4,269	106,015
-10	5364,848	69073,73	15,67	1,6	4896	199,016	5563,864	89,615	3,76	93,375
-6,1	4809,937	61929,11	14,05	1,44	4392	178,529	4988,466	80,347	3,373	83,72
0	3955,877	50932,88	11,55	1,18	3610,8	146,774	4102,651	66,08	2,773	68,853
3,8	3432,312	44191,86	10,02	1,02	3132	127,311	3559,623	57,333	2,405	59,738
10	2592,078	33373,64	7,57	0,77	2365,2	96,142	2688,22	43,298	1,816	45,114

По формулам, приведенным в п. 3.6 настоящей работы и в [173], при условии работы конденсационного теплообменника и при различных значениях температуры наружного воздуха определены: температура $t_{\text{ух,очн}}$, влагосодер-

жание $X_{\text{ух.осн}}$ и точка росы $t_{\text{р.осн}}$ уходящих продуктов сгорания на выходе из котельной установки (в основании дымовой трубы). Результаты расчетов представлены в таблице 4.10.

Таблица 4.10

Результаты расчетов температуры, влагосодержания и точки росы уходящих газов на выходе из котельной установки при условии работы конденсационного теплообменника

$t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	$\beta, \%$	$t_{\text{ух.осн}}, ^\circ\text{C}$	$t'_{\text{ух}} - t_{\text{ух.осн}}, ^\circ\text{C}$	$X_{\text{ух.осн}}, \text{кг/кг с.г.}$	$t_{\text{р.осн}}, ^\circ\text{C}$	$t'_{\text{р}} - t_{\text{р.осн}}, ^\circ\text{C}$
$t''_{\text{вз}} = 20 ^\circ\text{C}$						
-30	20,73	103,7	16,3	0,10091	52,5	2,12
-27	19,37	104,8	15,2	0,10185	52,65	1,97
-25	18,47	105,5	14,5	0,10246	52,74	1,88
-20	16,24	107,2	12,8	0,10399	52,98	1,64
-15	14,09	108,9	11,1	0,10547	53,21	1,41
-10	11,97	110,6	9,4	0,10692	53,43	1,19
-6,1	10,34	111,9	8,1	0,10804	53,6	1,02
0	7,83	113,9	6,1	0,10977	53,85	0,77
3,8	6,3	115,1	4,9	0,11082	54,01	0,61
10	3,85	117	3	0,1125	54,25	0,37
$t''_{\text{вз}} = 30 ^\circ\text{C}$						
-30	24,37	100,8	19,2	0,09841	52,09	2,53
-27	23,03	101,9	18,1	0,09933	52,24	2,38
-25	22,14	102,6	17,4	0,09995	52,34	2,28
-20	19,94	104,3	15,7	0,10146	52,59	2,03
-15	17,79	106	14	0,10293	52,82	1,8
-10	15,67	107,7	12,3	0,10439	53,04	1,58
-6,1	14,05	109	11	0,1055	53,21	1,41
0	11,55	110,9	9,1	0,10721	53,47	1,15
3,8	10,02	112,1	7,9	0,10826	53,63	0,99
10	7,57	114,1	5,9	0,10994	53,88	0,74

Примечание. Здесь $t'_{\text{р}} = 54,62 ^\circ\text{C}$ – точка росы водяных паров в уходящих газах, поступающих в поверхностный теплообменник конденсационного типа (после РВП).

Наиболее просто и надежно защиту газоотводящих труб от гидратной коррозии осуществлять методом перепуска помимо конденсационного утилизатора части уходящих газов и их дальнейшего смешения с охлажденными в утилизаторе газами. Значение доли перепускаемых продуктов сгорания в основном зависит от теплозащитных свойств ограждающих конструкций газоотводящих труб и скорости движения в них отводимых газов. Для кирпич-

ных и железобетонных дымовых труб количество байпасируемых газов составляет 20–25% от их общего количества. Наличие в теплогенерирующих установках конденсационных теплообменников позволяет снизить перепад температур, свободную температурную деформацию и термические напряжения в конструктивных элементах газоотводящих труб в 2–2,5 раза, что повышает надежность их работы [172, 199].

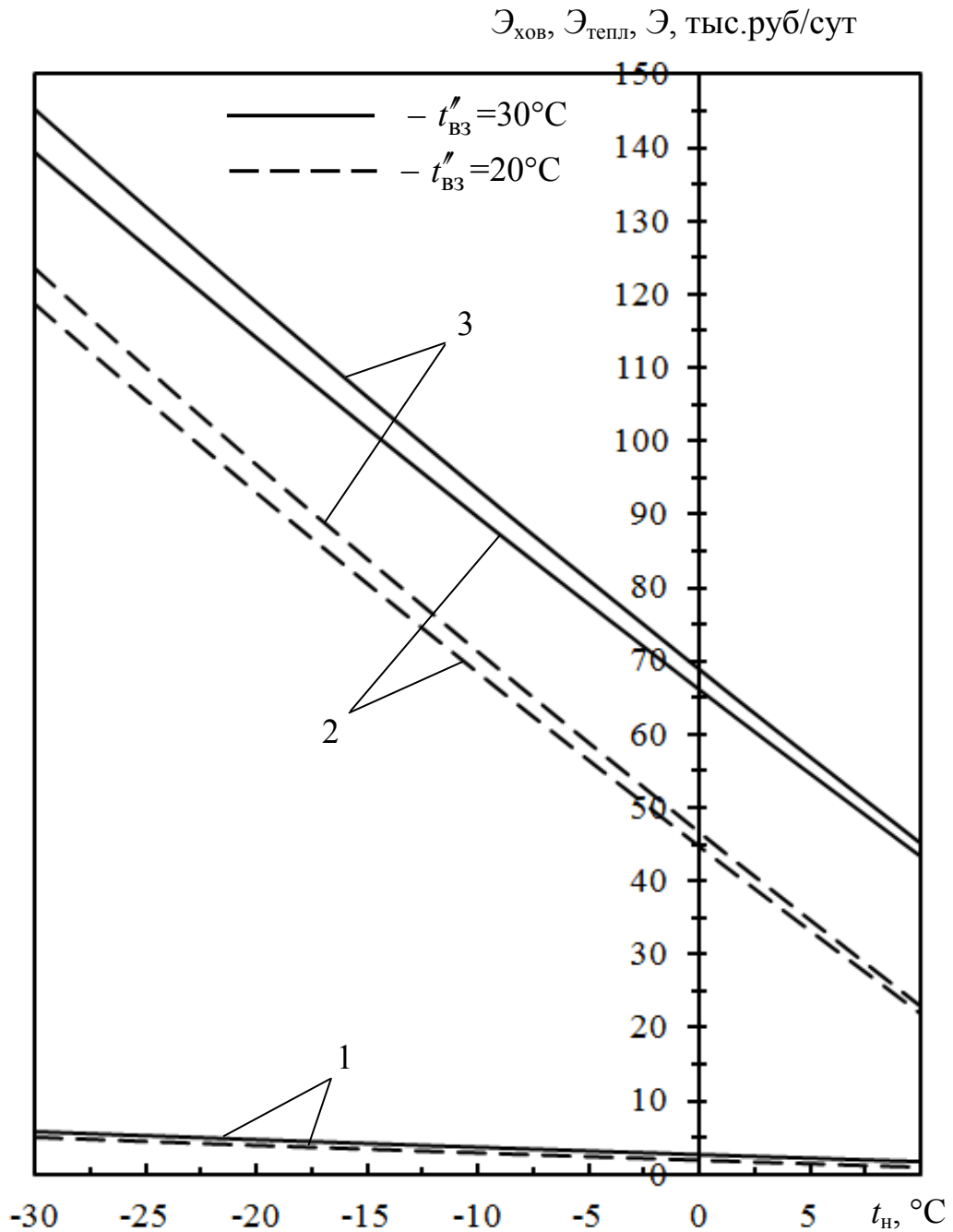


Рис. 4.26. Зависимости стоимости сэкономленной химочищенной воды $\mathcal{E}_{\text{хов}}$ (1), тепловой энергии $\mathcal{E}_{\text{тепл}}$ (2) и экономической эффективности \mathcal{E} (3) за счет работы конденсационного теплообменника за котлом БКЗ-420-140 НГМ от t_n

Анализ представленных в таблице 4.10 результатов выполненных расчетов позволяет сделать вывод о том, что выпадение конденсата водяных паров из уходящих газов при их движении в дымовой трубе происходить не будет, поскольку при наиболее низкой температуре наружного воздуха $t_n = -30$ °С (для г. Самара) и при предварительном подогреве дутьевого воздуха котла БКЗ-420-140 НГМ в конденсационном поверхностном теплообменнике до 30 °С температура уходящих газов на выходе из котельной установки (в основании дымовой трубы) составляет 100,8 °С, их точка росы равна 52,09 °С. При этом доля перепускаемых помимо теплообменника газов $\delta = 100 - 24,37 = 75,63\%$.

В результате работы конденсационного теплообменника для разных значений температуры наружного воздуха рассчитаны коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 соответственно от газов к стенке и от стенки к воздуху, средний температурный напор Δt_{cp} , коэффициент теплопередачи k [207, 235, 298]. В качестве теплообменного элемента рассматриваемого теплоутилизатора принята гладкая трубка из нержавеющей стали размером $d_n \times S = 40 \times 1,5$ мм. Газы проходят внутри трубок, а нагреваемый воздух омывает их снаружи. Результаты теплового расчета конденсационного теплообменника для случая предварительного подогрева в нем дутьевого воздуха энергетического котла БКЗ-420-140 НГМ до 30 °С представлены в таблице 4.11.

Анализ полученных результатов расчетов показал, что при повышении температуры окружающего воздуха коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, средний температурный напор, коэффициент теплопередачи и тепловая мощность конденсационного теплообменника уменьшаются. Повышение температуры окружающего воздуха приводит к снижению расхода уходящих газов, направляемых в конденсационный теплообменник для предварительного подогрева дутьевого воздуха котла. При повышении температуры подогреваемого воздуха на входе в конденсационный теплообменник от -30 °С до +10 °С уменьшается значение α_1 от 73,486 до 27,636 Вт/(м²·К) (на 62,4%), коэффициента теплопередачи от 36,251 до 18,533 Вт/(м²·К) (на 48,9%), сред-

него температурного напора от 77,990 до 53,522 °С (на 31,4%), теплопроизводительности теплообменника от 8,344 до 2,592 МВт (на 68,9%) [102, 103]. Значение α_2 изменяется незначительно, так как расход воздуха для каждого варианта расчетов остается постоянным.

Таблица 4.11

**Результаты теплового расчета конденсационного теплообменника
для случая предварительного подогрева в нем дутьевого воздуха
энергетического котла БКЗ-420-140 НГМ до 30 °С**

$t_n, ^\circ\text{C}$	$\beta, \%$	$v_1, \text{ м/с}$	$v_2, \text{ м/с}$	$\alpha_1, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$	$\alpha_2, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$	$k, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$	$\Delta t_{\text{ср}}, ^\circ\text{C}$	$Q_T, \text{ МВт}$
-30	24,37	12,0	7,0	73,486	79,378	36,251	77,990	8,344
-20	19,94	9,82	7,13	62,524	79,5652	33,261	72,509	6,83
-10	15,67	7,72	7,26	51,359	80,301	28,192	66,691	5,365
0	11,55	5,69	7,38	39,004	80,4752	23,644	60,424	3,956
10	7,57	3,73	7,51	27,636	80,793	18,533	53,522	2,592

Примечание. Расчетные данные получены для площади поверхности нагрева теплообменника $F=2950 \text{ м}^2$. Здесь v_1 и v_2 – скорость движения уходящих газов и подогреваемого воздуха в теплообменнике соответственно.

Для увеличения экономичности работающей на газообразном топливе котельной установки предлагается производить подогрев до температуры 35–40 °С атмосферного воздуха перед подачей его в котельный цех на отопление общим (суммарным) потоком уходящих продуктов сгорания с их охлаждением ниже точки росы. Схема установки представлена на рис. 4.27 [414]. Подогрев воздуха осуществляется в рекуперативном теплообменнике, установленном в дополнительном газоходе перед конденсационным поверхностным теплообменником на всасывающей стороне дымососа. При этом в расчетном режиме работы котельной установки уходящие газы в рекуперативном теплообменнике охлаждаются на 45–50 °С (от 120–130 °С до 75–80 °С, превышающей точку росы 55–56 °С на 20–24 °С). За расчетный режим принимается режим работы котельной установки при температуре наружного воздуха, равной средней температуре наиболее холодной пятидневки.

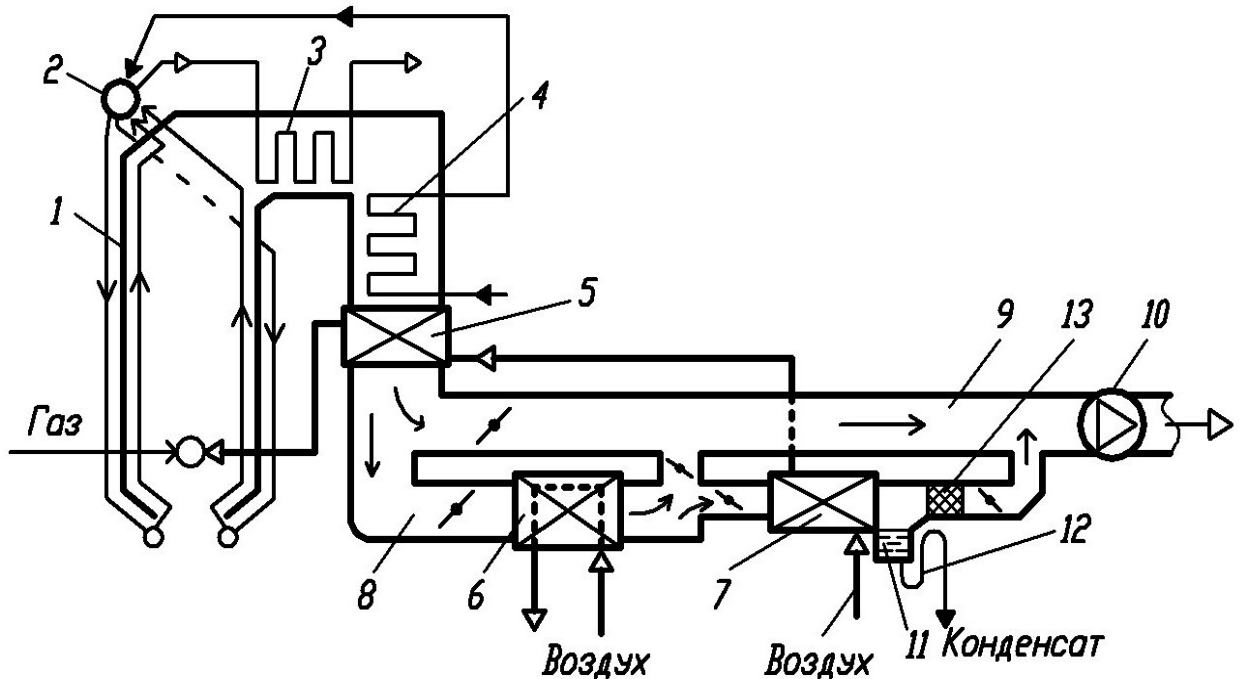


Рис. 4.27. Схема котельной установки:

1 – котел; 2 – барабан котла; 3 – пароперегреватель; 4 – водяной экономайзер; 5 – воздухоподогреватель; 6 – рекуперативный теплообменник; 7 – конденсационный поверхностный теплообменник; 8 – дополнительный газоход; 9 – основной газоход; 10 – дымосос; 11 – сборник конденсата водяных паров; 12 – гидрозатвор; 13 – каплеуловитель

Охлажденные в рекуперативном теплообменнике уходящие продукты сгорания разделяются на два потока, при этом один поток (в расчетном режиме около 65–70%) направляется в основной газоход. Другой поток продуктов сгорания (в расчетном режиме около 30–35%) подается в конденсационный теплообменник и охлаждается в нем до температуры ниже точки росы. Охлажденные ниже точки росы уходящие газы подогреваются до температуры 65–70 °С, которая превышает температуру точки росы 50–52 °С на 15–18 °С, путем их смешения с потоком охлажденных в рекуперативном теплообменнике до температуры 75–80 °С продуктов сгорания с целью исключения конденсации в наружных газоходах и в дымовой трубе оставшихся в уходящих газах водяных паров. После смешения суммарный поток охлажденных продуктов сгорания (при температуре 65–70 °С) по основному газоходу дымососом через дымовую трубу отводится в атмосферу.

Таким образом, охлаждение общего потока продуктов сгорания до темпе-

ратуры 75–80 °С в рекуперативном теплообменнике, установленном в дополнительном газоходе на всасывающей стороне дымососа, позволяет дополнительно полезно использовать значительную долю теплоты уходящих продуктов сгорания котла, при этом снижаются приведенные затраты на отопление котельного цеха.

4.9. Выводы по главе 4

1. Выполнен анализ влияния влагосодержания дутьевого воздуха, коэффициента избытка воздуха в уходящих газах и температуры уходящих газов на выходе из КТ на количество образующегося из отводимых газов при их охлаждении ниже точки росы конденсата водяных паров.

Установлено, что основным из путей повышения влагосодержания уходящих газов на входе в конденсационный утилизатор теплоты является увлажнение дутьевого воздуха. Увеличение влагосодержания дутьевого воздуха с 0,01 до 0,07 кг/кг с.в. позволяет повысить влагосодержание уходящих газов с 0,115 до 0,18 кг/кг с.г. При этом количество конденсата, образующегося из газов при понижении их температуры до 40 °С, возрастает в 1,91 раза при $\alpha_{yx}=1,3$. Температура уходящих газов на выходе из КТ также оказывает влияние на количество конденсата водяных паров, выделяющегося из продуктов сгорания. Наиболее интенсивное выделение конденсата водяных паров из продуктов сгорания происходит при их охлаждении от точки росы $t_p=54,6$ °С до температуры $t''_{yx}=40$ °С. С точки зрения получения конденсата водяных паров из продуктов сгорания природного газа целесообразно охлаждать их до температуры 30-40 °С.

2. Разработана схема газифицированной котельной установки с комплексным использованием тепловых вторичных энергоресурсов. В конденсационном утилизаторе теплоты с активной насадкой, установленным за котлом, осуществляется глубокое охлаждение продуктов сгорания. Утилизируются выпары атмосферного деаэрата и декарбонизатора. Нагрев дутьевого воздуха осуществляется в воздухоподогревателе контактного типа. Выпар деаэрата подается в поток газов, направляемых в утилизатор, а

выпар декарбонизатора – в воздуховод перед дутьевым вентилятором. Увлажнение дутьевого воздуха повышает расход конденсата, получаемого из газов в утилизаторе, и уменьшает концентрацию NO_x в отводимых газах в 2-3 раза.

3. Произведено обследование и выполнен анализ водно-химического режима энергетических котлов Безымянской ТЭЦ ст. №№ 1, 2 типа КО-III-200; ст. № 3 типа ТКП-3-200; ст. №№ 4, 5 типа KSG-140 и энергетических котлов Саранской ТЭЦ-2 ст. №№ 1-4 типа ПК-19 и ст. №№ 5, 6 типа ТП-47. Установлено, что водно-химический режим котлов этих ТЭЦ в части состояния питательной воды в основном соответствует нормативным требованиям. Однако имеются превышения величины непрерывной продувки p котлов ст. №№ 1, 3, 4 БТЭЦ в среднем на 1,92% (по результатам обследования в марте 2004 г.) и котлов ст. №№ 2-6 Саранской ТЭЦ-2 – на 1,93% (по результатам обследования в январе – феврале и в июне – июле 2004 г.). Максимальное превышение p для котла ст. № 4 БТЭЦ составляет 5,19%, а для котла ст. № 5 Саранской ТЭЦ-2 – 3,5%. Повышенные значения величины непрерывной продувки снижают КПД котлов и экономичность ТЭЦ. Повышение p котла среднего давления паропроизводительностью 180-200 т/ч на 1% увеличивает расход добавочной воды и соответственно производительность химводоочистки на 1,8-2,0 т/ч. С учетом работы расширителя непрерывной продувки котла эта величина составит 1,26-1,4 т/ч или 5670-6300 т/год при наработке котла 4500 ч/год.

4. Выполнен анализ схемы утилизации воды непрерывной продувки котлов среднего давления Безымянской ТЭЦ. Для оценки влияния величины непрерывной продувки барабанных котлов на экономичность ТЭЦ разработана методика определения потерь теплоносителя и теплоты с непрерывной продувкой котлов. Произведена оценка величины непрерывной продувки котлов среднего давления на экономичность БТЭЦ. Установлено, что при одновременной наработке котлов 5000 ч/год потеря с непрерывной продувкой пяти котлов за год при $p_{\text{норм}}$ составляет 6,7 млн.руб. Превышение $p_{\text{норм}}$, например, на 0,5% приводит к дополнительной потере 4 тыс.руб/сут (833

тыс.руб/год). Для снижения потери с непрерывной продувкой котлов целесообразно пар, выходящий из утилизатора теплоты, направлять в атмосферный деаэратор, а отводимую из утилизатора теплоты продувочную воду охлаждать до 40 °С в охладителе продувки. В таком случае потеря с непрерывной продувкой котлов при $p_{норм}$ составит 2,2 млн.руб/год, то есть уменьшится на 4,5 млн.руб/год. Данные значения потерь с непрерывной продувкой котлов рассчитаны при себестоимостях химочищенной воды и тепловой энергии по ценам 2004 г. ($S_v=0,0103$ руб/кг; $S_T=136,843$ руб/Гкал). Значения указанных себестоимостей по ценам 2010 г. составляют: $S_v=0,05306$ руб/кг; $S_T=780,5$ руб/Гкал. Поэтому при одновременной наработке котлов 5000 ч в 2010 году потеря с непрерывной продувкой пяти котлов при $p_{норм}$ составит 37,136 млн.руб, то есть увеличится в 5,5 раза по сравнению со значением потери с непрерывной продувкой котлов за 2004 г.

Если пар из утилизатора теплоты направить в деаэратор, а неиспарившуюся в утилизаторе теплоты воду охлаждать до 40 °С в охладителе продувки, то потеря с непрерывной продувкой котлов при $p_{норм}$ за 2010 г. составит 11,883 млн.руб, то есть уменьшится на 25,253 млн.руб.

5. Выполнен анализ схемы утилизации воды непрерывной продувки энергетических котлов I и II очереди Саранской ТЭЦ-2. Разработана методика определения потерь количества воды и теплоты с непрерывной продувкой котлов в денежном выражении. Установлено, что при $p_{норм}=5\%$ потеря с непрерывной продувкой котлов I и II очереди составляет 18,5 тыс.руб/сут. Превышение $p_{норм}$, например, на 0,5% приведет к дополнительной потере 1,8 тыс.руб/сут. Установлено также, что годовая потеря с непрерывной продувкой энергетических котлов I и II очереди Саранской ТЭЦ-2 при $p_{норм}$ составляет соответственно 1,6% и 1,55% от стоимости сожженного в них топлива.

6. Проведено первичное энергетическое обследование ООО «Самараоргсинтез». Выполнен расчет потерь теплоносителя и теплоты с непрерывной продувкой паровых котлов ст. №№ 1-6 ООО «Самараоргсинтез». Уста-

новлено, что при среднем значении величины непрерывной продувки для шести котлов $p_{cp}=1,67\%$ и числе часов их одновременной работы 7135,5 ч/год энергетические потери с непрерывной продувкой котлов ст. №№ 1-6 в денежном выражении составляют 2 096 635,59 руб/год. Рекомендовано произвести включение в работу РНП и охладителя продувки. Экономия составит 1 316 317,53 руб/год.

7. Произведена оценка влияния величины непрерывной продувки p на экономичность парогенераторов различного давления. Установлено, что если работает РНП, а также если пар, выделяющийся из продувочной воды в РНП, утилизируется в котельной установке, то для котлов одинаковой паропроизводительности и при одном и том же значении p потеря теплоты с концентратом и химочищенной воды будет тем больше, чем ниже давление в котле. Определено, что энергетические потери в денежном выражении с непрерывной продувкой котла ДКВР-35-13-250 при $p=3\%$ и $N=8000$ ч/год составляют 0,947 млн.руб/год, а с непрерывной продувкой котла Е-35/40 при тех же значениях p и N – 0,831 млн.руб/год.

8. Разработаны способы автоматического регулирования расхода воды непрерывной продувки барабанных котлов, по которым регулирование расхода продувочной воды осуществляется по солесодержанию котловой воды чистого отсека и по солесодержанию получаемого в котле пара. Разработанные способы автоматического регулирования расхода воды непрерывной продувки барабанных котлов позволяют повысить надежность и экономичность их работы за счет поддержания требуемого качества котловой воды и обеспечения высокой чистоты пара при минимальных затратах.

9. Предложено на Самарской ТЭЦ филиала «Самарский» ПАО «Т Плюс» за котлом БКЗ-420-140 НГМ установить поверхностный конденсационный утилизатор теплоты. В результате теплового расчета утилизатора определены: его тепловая мощность $Q_{кт}=17,471$ МВт; расход нагреваемой воды $G_{в}=490,722$ т/ч; повышение коэффициента использования топлива котла $\Delta\eta_{к}=5,2\%$ за счет работы утилизатора; расход образующегося из газов конденсата $G_{к}=15,626$ т/ч; площадь теплообменной поверхности утилизатора

3600 м².

10. Разработана методика определения экономической эффективности, получаемой за счет работы конденсационного теплоутилизатора за котлом. При работе котла БКЗ-420-140 НГМ 5000 ч/год экономическая эффективность за счет установки КТ составит 49,889 млн.руб/год. Результаты теплового расчета КТ и расчета экономической эффективности обобщены для котлов разной тепловой мощности.

11. Произведена оценка эффективности проекта расширения Самарской ТЭЦ котлом БКЗ-420-140 НГМ и устанавливаемым за ним конденсационным теплоутилизатором поверхностного типа с использованием программы «Альт-Инвест-Прим». Установлено, что простой срок окупаемости капитальных вложений составляет 4,9 года, дисконтированный – 5,9 года (при внутренней норме прибыли $IRR = 26,2\%$ и $E = 10\%$). Чистый дисконтированный доход составляет 1 230 311 тыс.руб при $E = 10\%$ и 701049 тыс.руб при $E = 15\%$. Расчетное значение рентабельности инвестиций $NPVR=66,3\%$ (при $E = 10\%$), то есть по проекту ожидается 0,66 руб. чистого дисконтированного притока на каждый рубль дисконтированных инвестиционных расходов.

12. Разработан способ предварительного подогрева дутьевого воздуха котла (патент на изобретение РФ № 2620619), по которому дутьевой воздух перед подачей в воздухоподогреватель котла подогревается продуктами сгорания природного газа с их охлаждением ниже точки росы в конденсационном теплообменнике поверхностного типа, установленном в дополнительном газоходе.

Выполнен тепловой расчет конденсационного теплообменника, установленного за энергетическим котлом БКЗ-420-140 НГМ, в результате которого для разных значений температуры окружающего воздуха определены: тепловая мощность теплообменника; расход уходящих газов для предварительного подогрева дутьевого воздуха котла при условии их охлаждения ниже точки росы; доля уходящих газов, направляемых в теплообменник; расход конденсата водяных паров, получаемого из продуктов сгорания газообразного топлива; температура, влагосодержание и точка росы уходящих газов на

выходе из котельной установки; повышение коэффициента использования топлива котла за счет работы конденсационного теплообменника; коэффициенты теплоотдачи от газов к стенке и от стенки к нагреваемому воздуху; средний температурный напор; коэффициент теплопередачи. Установлено, что доля уходящих газов, направляемых в теплообменник для предварительного подогрева дутьевого воздуха котла БКЗ-420-140 НГМ с их охлаждением ниже точки росы, в зависимости от температуры наружного воздуха составляет 3,9–20,7% и 7,6–24,4% от их общего количества соответственно при подогреве воздуха до 20 °С и до 30 °С.

Анализ результатов выполненных расчетов показал, что при повышении температуры окружающего воздуха от -30 °С до +10 °С уменьшается значение коэффициента теплоотдачи от газов к стенке от 73,486 до 27,636 Вт/(м²·К) (на 62,4%), коэффициента теплопередачи от 36,251 до 18,533 Вт/(м²·К) (на 48,9%), среднего температурного напора от 77,990 до 53,522 °С (на 31,4%), теплопроизводительности теплообменника от 8,344 до 2,592 МВт (на 68,9%). Среднее значение коэффициента теплоотдачи от стенки к нагреваемому воздуху по результатам расчетов составляет 80,1 Вт/(м²·К). Оно изменяется незначительно, так как расход воздуха для каждого варианта расчетов остается постоянным. Приведенные данные получены для случая предварительного подогрева дутьевого воздуха котла в конденсационном теплообменнике до 30 °С и для площади поверхности нагрева теплообменника, равной 2950 м².

Экономический эффект в денежном выражении за счет установки конденсационного теплообменника за паровым котлом БКЗ-420-140 НГМ равен 12692,69 и 17246,32 тыс.руб/год соответственно при подогреве дутьевого воздуха до 20°С и до 30°С; для пяти энергетических котлов, установленных на Самарской ТЭЦ филиала «Самарский» ПАО «Т Плюс», экономия составит 63,463 и 86,232 млн.руб/год.

Глава 5. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТОПЛИВА В КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ

5.1. Оценка потерь энергии при дросселировании водяного пара в редуционных установках

Дросселирование – это необратимый процесс протекания газа (пара) через местное сопротивление, сопровождающийся понижением давления газа без совершения им технической работы. Величина снижения давления зависит от природы и скорости движения газа, параметров его состояния и степени сужения трубопровода. После дросселирования удельный объем и скорость газа возрастают, а температура газа в зависимости от его природы и параметров состояния перед дросселированием может оставаться постоянной или увеличиваться, или уменьшаться.

Изменение температуры для реального газа (пара) после дросселирования (эффект Джоуля-Томсона) зависит от соотношения величины работы проталкивания к изменению внутренней энергии газа. При равенстве работы проталкивания и изменения внутренней потенциальной энергии температура газа остается постоянной ($dT=0$). В условиях, когда работа проталкивания оказывается больше прироста внутренней потенциальной энергии, то ее избыток затрачивается на увеличение внутренней кинетической энергии $\Delta U_{\text{кин}}$ и температура газа возрастает ($dT>0$). В противном случае $\Delta U_{\text{кин}}$ уменьшается и температура газа тоже уменьшается ($dT<0$) [140].

В общем случае при снижении давления газа в процессе дросселирования изменение температуры газа определяется интегральным дроссель эффектом Джоуля-Томсона [140].

Процесс дросселирования газа является существенно необратимым процессом, протекающим с увеличением энтропии и со снижением работоспособности рабочего тела. Тем не менее он применяется в практике, например в приборах, измеряющих расход газа на ГРП и ГРУ, в холодильных установках

для понижения температуры рабочего тела, в промышленности для снижения давления водяного пара, служащего греющим теплоносителем в различного рода технологических аппаратах (кипятильниках, испарителях, деаэрационных и калориферных установках и др.). Следует отметить, что потери энергии водяного пара в редуционных установках часто составляют значительную величину, их необходимо снижать главным образом путем совершенствования тепловых схем выработки водяного пара и его отпуска потребителям.

Ниже приводятся результаты оценки потерь энергии при дросселировании водяного пара в редуционных установках предприятия ООО «Самараоргсинтез». Работа была произведена в ноябре-декабре 2011 г. при выполнении первичного энергетического обследования ООО «Самараоргсинтез».

Для производства изопропилбензола и фенола, а также для нужд отопления, вентиляции и горячего водоснабжения на заводе «Самараоргсинтез» вырабатывается перегретый водяной пар двух параметров $p=21$ кгс/см², $t=310$ °С и $p=12$ кгс/см², $t=240$ °С. Перегретый водяной пар вышеназванных параметров вырабатывается в котлах типа ДЕ-25-24-380ГМ ст. №№ 1-4 и ДЕ-25-14-250ГМ ст. №№ 5, 6 ПО «Бийскэнергомаш».

В технологических аппаратах используется пар в основном давлением 21, 16, 12 и 6 кгс/см². Для снижения давления водяного пара у потребителей установлены редуционные установки (РУ).

Выполнен анализ работы технологического оборудования, установленного на ООО «Самараоргсинтез», рассчитаны потери энергии и даны рекомендации по сокращению потерь энергии при дросселировании водяного пара в РУ [172, 182, 183].

Расчет производился с использованием h, s -диаграммы водяного пара (рис. 5.1). Потери энергии при дросселировании пара ΔQ , кДж/с (ккал/с), равны [140]

$$\Delta Q = D(\Delta H_1 - \Delta H_2) = D \cdot \Delta H;$$

$$\Delta H_1 = h_1 - h_{к1}; \quad \Delta H_2 = h_2 - h_{к2}; \quad \Delta H = \Delta H_1 - \Delta H_2,$$

где D – расход пара, кг/с; ΔH – теплоперепад пара, кДж/кг (ккал/кг).

Потери топлива B рассчитываются по формуле [172, 183]:

$$B \cdot Q_H^p = D \cdot \Delta H; \quad B = \frac{D \cdot \Delta H}{Q_H^p}, \text{ м}^3/\text{с}; \quad B_{\text{год}} = 3600 \cdot B \cdot N, \text{ м}^3/\text{год},$$

где N – число часов работы РОУ, ч/год;

D – расход пара через РОУ, кг/с;

Q_H^p – низшая теплота сгорания газа, кДж/м³ (ккал/м³);

$B_{\text{год}}$ – количество топлива, теряемого за год, м³/год.

Расчет выполнен для семи РУ. Исходные данные для расчета приведены в таблице 5.1, результаты расчета представлены в таблице 5.2.

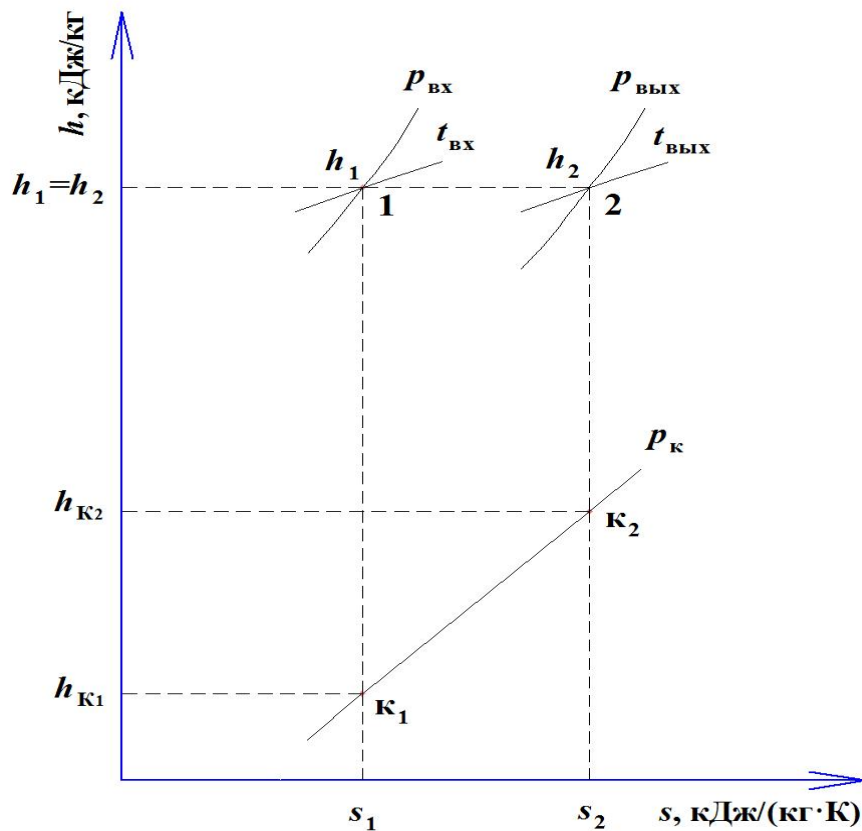


Рис. 5.1. Процесс дросселирования пара в редуционных установках

Выполнен анализ результатов расчетов, представленных в таблице 5.2, с учетом исходных данных (см. таблицу 5.1).

РОУ 23/13. Расчет выполнен для случая, когда РОУ работает 8 месяцев в году (5760 ч) при расходе водяного пара через нее 25 т/ч (62,5% от номинального). В этом случае потери энергии для 1 кг пара, пропускаемого через РОУ, составляют 17,5 ккал. В пересчете на расход топлива (газа) потери равны 0,014673 м³ газа/с. Годовые потери топлива при наработке РОУ 23/13 5760 ч/год составляют 304259,33 м³ газа/год или в денежном выражении 941165,39 руб/год.

Таблица 5.1

**Исходные данные для расчета потерь энергии
при дросселировании водяного пара**

№ п.п	РОУ	$p_{вх},$ кгс/см ²	$t_{вх},$ °С	$p_{вых},$ кгс/см ²	$p_k,$ кгс/см ²	$D,$ кг/с	$N,$ ч/год	Место установки РОУ
1	РОУ 23/13	21	300	13	1,0	6,94	5760	Цех № 9, уч. № 1
2	РУ 13/3	12	240	3,0	1,0	1,389	8040	Цех № 9, уч. № 1
3	РК 21/16	21	255	16	1,0	6,417	8040	Цех № 8 отд. 103 (фенол)
4	РК 12/6	12	212	6	1,0	4,689	8040	Цех № 8 отд. 101
5	РК 21/10	21	254	10	1,0	4,183	8040	Цех № 8 отд. 103 (ацетон)
6	РК 21/12	21	254	10	1,0	9,185	8040	Цех № 7 отд. 15
7	РК 12/6	12	212	6	1,0	4,935	8040	Цех № 7 отд. 14, 15, м-2

Таблица 5.2

**Результаты расчета потерь энергии и топлива при осуществлении
дросселирования водяного пара в редукционных установках**

№ п.п	РОУ	Энтальпия, ккал/кг				Теплоперепад, ккал/кг			Расход теряемого топлива $V,$ м ³ /с	Кол-во топлива, теряемого за год, $V_{год},$ м ³ /год	Стоимость топлива, теряемого за год, $C_{год},$ руб/год
		h_1	$h_{к1}$	h_2	$h_{к2}$	ΔH_1	ΔH_2	ΔH			
1	РОУ 23/13	722	584,5	722	602	137,5	120	17,5	0,014673	304259,33	941165,39
2	РУ 13/3	696	588	696	642	108	54	54	0,009062	262290,53	811343,30
3	РК 21/16	696	567	696	576	129	120	9	0,006977	201942,29	624668,09
4	РК 12/6	681	577	681	603	104	78	26	0,014729	426316,18	1318723,84
5	РК 21/10	695,5	567	695,5	592,5	128,5	103	25,5	0,012887	373001,33	1153805,01
6	РК 21/12	695,5	567	695,5	585,5	128,5	110	18,5	0,020529	594191,37	1838012,17
7	РК 12/6	681	577	681	603	104	78	26	0,015502	448689,70	1387931,85

Примечания: 1. Расчет выполнен для случая, когда дросселирование в РУ осуществляется при $h=\text{const}$; 2. $Q_{н}^p = 34,66$ МДж/м³ (8277 ккал/м³); 3. Стоимость природного газа – 3093,3 руб/тыс.м³.

Наибольшие потери топлива при дросселировании водяного пара имеются в РК 12/6, цех № 8 отд. № 101: 426316,18 м³ газа/год (1 318 723,84 руб/год), в РК 21/12, цех № 7 отд. № 15: 594191,37 м³ газа/год (1 838 012,17 руб/год) и в РК 12/6, цех № 7 отд. №№ 14, 15, м-2: 448689,7 м³ газа/год (1 387 931,85 руб/год). Это объясняется большими теплоперепадами и расходами пара на технологические аппараты этих отделений.

Рекомендации

1. Для снижения потерь энергии при дросселировании водяного пара необходимо уменьшить пропуск пара через РОУ 23/13 путем повышения производительностей паровых котлов ст. №№ 5, 6 или путем перевода одного из котлов ДЕ-25-24-380ГМ в работу на параметры пара $p=1,3$ МПа, $t=250$ °С.

2. Снизить расход пара на РУ 13/3 путем перевода систем парового отопления, работающих от РУ 13/3, на водяное теплоснабжение. Через РУ 13/3 отпускать пар только на деаэраторы ДА-100 ст. №№ 1, 2.

3. Произвести перевод 2-х паровых котлов ДЕ-25-24-380ГМ в режим работы на параметры пара $p=13$ кгс/см², $t=240$ °С для прекращения редуцирования пара давлением 21 кгс/см² в РК 21/10 цеха № 8 (отделение № 103 (ацетон)) и в РК 21/12 цеха № 7 (отделение № 15).

4. В перспективе установить два паровых котла типа ДЕ-10-14-220ГМ ($p=6-8$ кгс/см², $t=220$ °С) для прекращения редуцирования пара давлением 12 кгс/см² в РК 12/6, РК 12/5 и РК 12/4,5 цеха № 8 (отделение № 101).

5.2. Экспериментальные исследования паровых котлов

ООО «Самараоргсинтез»

5.2.1. Анализ работы паровых котлов

Для производства изопропилбензола, фенола и ацетона, а также для нужд отопления, вентиляции и горячего водоснабжения на заводе «Самараоргсинтез» в котлах низкого давления вырабатывается перегретый водяной пар двух параметров $p=21$ кгс/см², $t=310$ °С и $p=12$ кгс/см², $t=240$ °С. В котельном отде-

лении установлены 4 котлоагрегата ДЕ-25-24-380ГМ (ст. №№ 1-4) и 2 котлоагрегата ДЕ-25-14-250ГМ (ст. №№ 5, 6), котлоагрегаты работают на природном газе, резервное топливо отсутствует. В октябре 2010 г. произведено обследование состояния оборудования и режимов работы котельных установок.

При выполнении обследований котлов определялись следующие основные параметры их работы: расход топлива и паропроизводительность котла; температура и давление перегретого пара; фактические присосы воздуха (коэффициент избытка воздуха); содержание CO_2 , CO , O_2 , NO_x в уходящих продуктах сгорания; величина непрерывной продувки котла; температура уходящих газов и температура питательной воды. Рассчитывались КПД котлов [172].

Фактические параметры работы котлов сравнивались с параметрами, приведенными в режимных картах, а также с параметрами, приведенными в энергетических характеристиках котлов (см. табл. 5.3, 5.4).

КПД котлов рассчитывался по обратному тепловому балансу, при этом потери теплоты с уходящими газами определялись по показаниям газоанализатора и дополнительно рассчитывались по формуле [261]

$$q_2 = (K\alpha_{yx} + C) \left(t_{yx} - \frac{\alpha_{yx} t_{x.в}}{\alpha_{yx} + \epsilon} \right) (0,9805 + 0,00013 t_{yx}) (1 - 0,01 q_4) K_Q 10^{-2}, \quad (5.1)$$

где K , C , ϵ – коэффициенты, значения которых зависят от вида сжигаемого органического топлива (для природного газа $K=3,53$; $C=0,6$; $\epsilon=0,18$); α_{yx} , t_{yx} – коэффициент избытка воздуха и температура уходящих продуктов сгорания (перед дымососом), °С; q_4 – потеря теплоты от механической неполноты сгорания топлива, % (для природного газа $q_4=0$); $t_{x.в}$ – температура холодного воздуха на входе в воздухоподогреватель, °С; K_Q – поправочный коэффициент, учитывающий дополнительно внесенное в топку котла тепло с паром и водой, с подогретым топливом и воздухом.

Таблица 5.3

Параметры работы паровых котлов

№№ п.п.	Параметр	Единица измерения	Значение параметра		Значение параметра		Значение параметра		
			Фактическое	По режимной карте	Фактическое	По режимной карте	Фактическое	По режимной карте	
			Котел ст. № 1		Котел ст. № 2		Котел ст. № 3		
1.	Паропроизводительность	т/ч	20,2	21,2	20,2	21,0	19,1	21,2	
2.	Расход топлива (газа)	м ³ /ч	1613,0	1832	1613,0	1794	1525,17	1828	
3.	Низшая теплота сгорания топлива (газа)	кДж/м ³	34654,1	33410,7	34654,1	33410,7	34654,1	33410,7	
4.	Расход продувочной воды	т/ч	0,2222	-	0,3232	-	0,3247	-	
5.	Температура	Перегретого пара	°С	300	320	300	320	307	320
6.		Воздуха перед горелками	°С	41		41		41	
7.		Уходящих газов за котлом	°С	173	168	164	165	183	180
9.		Питательной воды перед экономайзером	°С	160		166		163	
10.	Давление	Перегретого пара	МПа	2,08	2,0-2,3	2,11	2,0-2,3	2,05	2,0-2,3
11.		В барабане котла	МПа	2,19	2,2-2,5	2,25	2,2-2,5	2,23	2,2-2,5
12.		Воздуха перед горелками	кПа	2,95	2,76	2,76	3,1	2,52	2,67
13.		Топлива перед горелками (газа)	кПа	17,4	17,4	17,2	17,8	21,8	20,6
15.	Содержание	СО ₂ в уходящих газах за котлом (за ВЭ)	%	9,1	9,5	9,4	9,5	9,4	9,5
16.		СО в уходящих газах за котлом ($\alpha=1,4$)	мг/м ³	0		5		92	
17.		О ₂ в уходящих газах за котлом (за ВЭ)	%	4,8	4,1	4,3	4,0	4,2	4,0
18.		NO _x в уходящих газах за котлом ($\alpha=1,4$)	мг/м ³	157		154		120	
19.	Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах	-	1,27	1,22	1,23	1,21	1,22	1,21	
20.	Потери теплоты	С уходящими газами (по газоанализатору)	%	7,7		7,0		7,9	
21.		От химического недожога	%	0		0		0	
22.		В окружающую среду ($q_{5ном} \approx 1,2\%$)	%	1,485		1,485		1,57	
23.	КПД brutto	По режимной карте	%	91,70	91,79	91,78	91,79	91,17	91,19
		По паспорту завода-изготовителя	%	93,05		93,05		93,05	
24.		Расчетный фактический	%	90,815		91,515		90,53	
25.	Потери КПД	%	0,885		0,265		0,64		
26.	Потери топлива за счет снижения КПД	м ³ /ч	15,567		4,657		10,706		
27.	Число часов работы котла в 2009 году	ч/год	7 838,5		7676		6 783		
28.	Потери топлива в 2009 году, тыс.м ³ /год/тыс.руб/год		122,02/377,4445		35,747/110,576		72,6188/224,6317		

Таблица 5.4

Параметры работы паровых котлов

№№ п.п.	Параметр		Единица измерения	Значение параметра		Значение параметра		Значение параметра	
				Фактическое	По режимной карте	Фактическое	По режимной карте	Фактическое	По режимной карте
				котел ст. № 4		котел ст. № 5		котел ст. № 6	
1.	Паропроизводительность		т/ч	20,4	21,0	15,5	16,0	15,8	16,4
2.	Расход топлива (газа)		м ³ /ч	1628,97	1806	1237,71	1338	1261,65	11351
3.	Низшая теплота сгорания топлива (газа)		кДж/м ³	34654,1	33410,7	34654,1	33410,7	34654,1	33410,7
4.	Расход продувочной воды		т/ч	0,3468		0,4185	-	0,2212	-
5.	Температура	Перегретого пара	°С	302	320	238	250	241	250
6.		Воздуха перед горелками	°С	41		41	-	41	
7.		Уходящих газов за котлом	°С	171	174	135	155	137	139
9.		Питательной воды перед экономайзером	°С	164		139		144	
10.	Давление	Перегретого пара	МПа	2,14	2,0-2,3	1,12	1,1-1,3	1,18	1,1-1,3
11.		В барабане котла	МПа	2,24	2,2-2,5	1,19	1,2-1,4	1,29	1,2-1,4
12.		Воздуха перед горелками	кПа	2,86	2,96	1,49	2,52	2,03	2,12
13.		Топлива перед горелками (газа)	кПа	18,5	19,7	9,8	16,3	10,4	11,8
15.	Содержание	СО ₂ в уходящих газах за котлом (за ВЭ)	%	9,9	10,7	10,5	9,2	10,2	10,3
16.		СО в уходящих газах за котлом ($\alpha=1,4$)	мг/м ³	0		731		38	
17.		О ₂ в уходящих газах за котлом (за ВЭ)	%	3,3	4,1	2,2	4,6	2,9	2,7
18.		NO _x в уходящих газах за котлом ($\alpha=1,4$)	мг/м ³	151		171		179	
19.	Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах		-	1,17	1,15	1,1	1,19	1,14	1,13
20.	Потери теплоты	С уходящими газами (по газоанализатору)	%	7,1		5,2		5,4	
21.		От химического недожога	%	0		0,2		0	
22.		В окружающую среду ($q_{5ном} \approx 1,2\%$)	%	1,47		1,935		1,899	
23.	КПД брутто	По режимной карте	%	91,82	91,83	91,32	91,58	92,5	92,57
		По паспорту завода-изготовителя	%	93,05		93,05		93,05	
24.		Расчетный фактический	%	91,43		92,86		92,7	
25.	Потери КПД		%	0,39		0,19		0,35	
26.	Потери топлива за счет снижения КПД		м ³ /ч	6,9191		2,532		4,763	
27.	Число часов работы котла в 2009 году		ч/год	7 414,5		6 787		6 315	
28.	Потери топлива в 2009 году, тыс.м ³ /год/тыс.руб/год			51,3017/158,6915		17,185/53,1584		30,078/93,0403	

$$K_Q = BQ_H^p / (BQ_H^p + Q_{вн}), \quad (5.2)$$

где B – расход органического топлива, $\text{м}^3/\text{с}$; Q_H^p – низшая теплота сгорания органического топлива, $\text{кДж}/\text{м}^3$; $Q_{вн}$ – величина, учитывающая дополнительно внесенное в топку котла тепло с паром и водой, подогретым топливом и воздухом, кВт (для котлов ООО «Самараоргсинтез» $Q_{вн}=0$, $K_Q=1$).

Фактические потери теплоты в окружающую среду q_5 , %, рассчитывались по формуле [298]

$$q_5 = q_5^{\text{НОМ}} D_{\text{НОМ}} / D_{\text{ФАКТ}}, \quad (5.3)$$

где $q_5^{\text{НОМ}}$ – потеря теплоты в окружающую среду при номинальной паропроизводительности котла, %; $D_{\text{НОМ}}$ и $D_{\text{ФАКТ}}$ – соответственно номинальная и фактическая паропроизводительность котла, $\text{т}/\text{ч}$.

Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах определялся по кислородной формуле (для случая отсутствия недожога) [17, 280]

$$\alpha_{\text{ух}} = 21 / (21 - C_{\text{O}_2}), \quad (5.4)$$

где C_{O_2} – содержание кислорода в уходящих газах, %.

Анализ результатов прямых измерений и полученных расчетных величин, их сравнение с параметрами, приведенными в режимных картах котлов, а также с параметрами, представленными в энергетических характеристиках котлов, позволяют сделать следующие выводы.

1. Фактические значения основных параметров работы котла ($p_{\text{пп}}$, $t_{\text{пп}}$, $t_{\text{ух}}$, $Q_{\text{газа}}$ и др.) соответствуют параметрам, приведенным в режимных картах.

2. Фактические значения коэффициента избытка воздуха в уходящих газах были равны: 1,27; 1,23; 1,22; 1,17; 1,1; 1,14, что незначительно превышает значения $\alpha_{\text{ух}}$, приведенные в режимных картах котлов (за исключением $\alpha_{\text{ух}}$ для котла ст. № 5). Потери теплоты с уходящими газами составили: 7,7; 7,0; 7,9; 7,1; 5,2; 5,4% соответственно для котлов ст. №№ 1-6.

3. Потери теплоты от химической неполноты сгорания при работе кот-

ла на газообразном топливе в расчетах приняты равными 0,0%.

4. Содержание выбросов оксидов азота NO_x в продуктах сгорания по результатам обследования 25.10.2010 г. для котлов ст. №№ 1, 2, 3, 4, 5, 6 соответственно было равно: 157; 154; 120; 151; 171 и 179 мг/м^3 .

Нормативное значение содержания NO_x для котлов паропроизводительностью менее 420 т/ч с 01.01.1997 г., работающих на газе, в соответствии с ГОСТ 28269-89, ГОСТ Р 50831-95 составляет 125 мг/м^3 .

5. По результатам обследования, проведенного в октябре 2010 г., установлено, что КПД брутто котлов ст. №№ 1-6, рассчитанные по обратному тепловому балансу, соответственно равны: 90,815; 91,515; 90,53; 91,43; 92,86; 92,7%. Полученные фактические значения КПД брутто котлов ниже значений КПД, приведенных в режимных картах, равных 91,7; 91,78; 91,17; 91,82% соответственно для котлов ст. №№ 1-4, а для котлов ст. №№ 5, 6 ниже паспортного значения КПД, равного 93,05%.

7. Суммарные потери газообразного топлива за счет работы котлов ст. №№ 1-6 с КПД ниже нормативных составляют 328,9505 тыс. м^3 газа/год. В денежном выражении при стоимости газообразного топлива 3093,3 руб/тыс. м^3 потери составляют 1 017 542,58 руб/год [182].

5.2.2. Анализ работы деаэраторов

В котельном цехе ООО «Самараоргсинтез» установлены два деаэратора типа ДА-100 ст. №№ 1, 2. Деаэрации подвергаются возвращаемый с производства конденсат и поступающая с Новокуйбышевской ТЭЦ-2 химически очищенная добавочная вода. Во время обследования котельных установок выпар двух атмосферных деаэраторов ДА-100 не утилизировался, отводился в атмосферу, так как охладители выпара были отключены по причине их неисправности. В этом случае имеются сверхнормативные потери теплоты и потери химически очищенной воды. Ниже представлен расчет потерь с выпаром деаэраторов, выполненный по методике, изложенной в [89, 172].

Потери химически очищенной воды

Расход выпара примем равным 2 кг на 1 т деаэрируемой воды. Количество возвращаемого с производства конденсата по результатам обследования в октябре-декабре 2010 г. в среднем составляет $G_{\text{конд}}=80-82$ т/ч, а химически очищенной воды $G_{\text{хов}}=33-34$ т/ч.

Расход выпара $D_{\text{вып}}$, кг/ч, при норме 2 кг на 1 т деаэрируемой воды равен

$$D_{\text{вып}}=2(G_{\text{конд}} + G_{\text{хов}})=2(81 + 33,5)=229 \text{ кг/ч.}$$

Таким образом, количество химически очищенной воды, теряемой с выпаром, составляет 229 кг/ч, или $229 \cdot 24=5496$ кг/сут., или $229 \cdot 8040=1841160$ кг/год= $1841,16$ т/год (считаем, что 1 месяц в году деаэраторы не работают).

В денежном выражении потери химически очищенной воды с выпаром двух деаэраторов ДА-100 ст. №№ 1, 2 при стоимости химически очищенной воды 53,06 руб. за 1 т составляют:

$$\mathcal{E}_{\text{хов}}=1841,16 \cdot 53,06=97 \ 691,95 \text{ руб/год.}$$

Потери теплоты

Количество теплоты, МВт, отводимой с выпаром в атмосферу

$$Q_{\text{вып}}=[D_{\text{вып}} \cdot r + D_{\text{вып}} \cdot c(t_{\text{вып}} - t_{\text{х.в}})] \cdot 0,278 \cdot 10^{-6},$$

где r – теплота парообразования, кДж/кг; $t_{\text{вып}}$, $t_{\text{х.в}}$ – температура выпара и холодной воды, °С; c – теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

Для условий работы деаэраторов цеха № 9 $r=2261$ кДж/кг; $t_{\text{вып}}=104$ °С; $t_{\text{х.в}}=10$ °С; $c=4,187$ кДж/(кг·К).

$$\begin{aligned} Q_{\text{вып}} &=[229 \cdot 2261 + 229 \cdot 4,187 \cdot (104 - 10)] \cdot 0,278 \cdot 10^{-6}= \\ &=[517769 + 90129,36] \cdot 0,278 \cdot 10^{-6}=0,168996 \text{ МВт.} \end{aligned}$$

Стоимость отводимой в атмосферу с выпаром теплоты составит:

$$\mathcal{E}_{\text{т}}=Q_{\text{вып}} \cdot e_{\text{т}}/1,163=0,168996 \cdot 491/1,163=71,347 \text{ руб/ч,}$$

где $e_{\text{т}}=491$ руб/Гкал – стоимость 1 Гкал теплоты.

Или

$$\mathcal{E}_{\text{т}}=71,347 \cdot 8040=573 \ 629,88 \text{ руб/год.}$$

Суммарные годовые потери, обусловленные тем, что выпар двух атмосферных деаэраторов ДА-100 ст. №№ 1, 2 не утилизируется в котельной ус-

тановке, составляют: $\Xi = \Xi_{\text{хов}} + \Xi_{\text{т}} = 97691,95 + 573629,88 = 671\,321,83$ руб/год [89, 182].

Значение концентрации кислорода в питательной воде котлов ст. №№ 1-6 приведено в табл. 5.5.

Таблица 5.5

Концентрация кислорода в питательной воде котлов C_{O_2} , мкг/дм³

Дата	22.10.	23.10.	24.10.	25.10.	26.10.	27.10.	28.10.	29.10.	30.10.	31.10.
№ де-аэра-тора	2010г.	2010г.	2010г.	2010г.	2010г.	2010г.	2010г.	2010г.	2010г.	2010г.
1	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40
2	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40

Дата	02.11.	03.11.	04.11.	21.11.	22.11.	23.11.	24.11.	25.11.	28.11.	30.11.
№ де-аэра-тора	2010г.	2010г.	2010г.	2010г.	2010г.	2010г.	2010г.	2010г.	2010г.	2010г.
1	40	40	40	10	10	40	10	10	10	10
2	40	40	40	10	10	40	10	10	10	10

Примечание. Нормативное значение концентрации кислорода O_2 в питательной воде для паровых котлов ДЕ-25-24-380ГМ, ДЕ-25-14-250ГМ равно 20 мкг/дм³. В октябре и в начале ноября 2010 г. фактические значения концентраций кислорода O_2 в питательной воде превышали их нормативное значение в два раза.

Анализ результатов настоящих расчетов позволяет сформулировать следующие рекомендации, направленные на повышение эффективности работы котельных установок ООО «Самараоргсинтез».

1. Выполнить наладку режимов работы котлов ДЕ-25-24-380ГМ (ст. №№ 1-4) и ДЕ-25-14-250ГМ (ст. №№ 5, 6) для повышения их КПД до значений, приведенных в режимных картах и в паспортах завода изготовителя. Экономия составит 1 017 542,58 руб/год.

2. Снизить расход пара на РУ 13/3 путем перевода систем парового отопления, работающих от РУ 13/3, на водяное теплоснабжение. Через РУ 13/3 отпускать пар только на деаэраторы ДА-100 ст. №№ 1, 2.

3. Включить в работу охладители выпаров двух атмосферных деаэраторов ДА-100 для снижения потерь теплоты и химически очищенной воды. Экономия составит 671 321,83 руб/год.

5.3. Экспериментальные исследования энергетических котлов Безымянской ТЭЦ и Саранской ТЭЦ-2

В 2004 г. были выполнены экспериментальные исследования энергетических котлов Безымянской ТЭЦ (БТЭЦ) и Саранской ТЭЦ-2 [173, 181]. Работа выполнялась по программам энергетических обследований предприятий ОАО “Самараэнерго” и ОАО “Мордовэнерго” с целью установления влияния различных параметров работы котлов на их КПД.

На БТЭЦ установлено 5 энергетических котлов среднего давления типа КО-III-200 (ст. №№ 1, 2), ТКП-3-200 (ст. №3), KSG-140 (ст. №№ 4, 5) и 4 котла высокого давления типа ТП-230-2 (ст. №№ 6, 7, 8), БКЗ-220-100 (ст. № 9). Исследование работы котлов проводилось в январе 2004 г. В работе находились котлы ст. №№ 1, 3, 4, 5, 7, 9.

На Саранской ТЭЦ-2 установлено 8 энергетических котлов высокого давления типа ПК-19 (ст. №№1–4), ТП-47 (ст. №№ 5, 6) и ТГМЕ-464 (ст. №№ 7, 8). Исследование проводилось в июле 2004 г. В работе находились котлы ст. №№ 2–6, 8.

Котлоагрегаты БТЭЦ и Саранской ТЭЦ-2 работали на природном газе.

При выполнении обследований котлов определялись следующие основные параметры их работы: фактические присосы воздуха (коэффициент избытка воздуха); содержание CO_2 , CO , O_2 , NO_x в уходящих продуктах сгорания; величина непрерывной продувки котла; температура уходящих газов и температура питательной воды; паропроизводительность котла; температура и давление перегретого пара. Рассчитывался КПД котла.

Фактические параметры работы котлов сравнивались с параметрами, приведенными в режимных картах котлов, а также с параметрами, приведенными в энергетических характеристиках котлов.

КПД котлов рассчитывался по обратному тепловому балансу, при этом потери теплоты с уходящими газами определялись по показаниям газоанализатора и дополнительно рассчитывались по формуле (5.1).

Потери теплоты в окружающую среду q_5 , %, рассчитывались по (5.3), а

коэффициент избытка воздуха в уходящих газах – по (5.4).

Результаты экспериментальных исследований энергетических котлов БТЭЦ представлены в табл. ПГ.1–ПГ.6, а котлов Саранской ТЭЦ-2 – в табл. ПГ.7–ПГ.12 Приложения Г.

Анализ результатов прямых измерений и полученных расчетных величин, их сравнение с параметрами, приведенными в режимных картах котлов, а также с параметрами, представленными в энергетических характеристиках котлов, позволяют сделать следующие выводы.

Для Безымянской ТЭЦ

1. Величины непрерывной продувки котлов ст. №№ 1, 3, 4, 5, 7, 9, определенные по результатам измерений расходов продувочной воды и паропроизводительностей котлов, соответственно равны: 3,3; 5,34; 4,76; 4,26; 2,7; 1,8%. (Дополнительные данные по величинам непрерывной продувки котлов среднего давления (ст. №№1–5) представлены в табл. 4.1 и 4.2).

2. Содержание CO , H_2 и CH_4 в уходящих газах на выходе из котлов равно нулю, следовательно, потери теплоты q_3 от химической неполноты сгорания топлива отсутствуют [17]. Потеря теплоты q_4 от механической неполноты горения топлива в расчетах КПД котлов принималась равной нулю.

3. Фактические значения коэффициентов избытка воздуха после дымососов для всех обследуемых котлов превышают значения α_{yx} , приведенные в режимных картах. Превышение α_{yx} равно: 0,002; 0,175; 0,238; 0,129; 0,133; 0,129 соответственно для котлов ст. №№ 1, 3, 4, 5, 7, 9.

4. Температура уходящих газов для котлов ст. №№ 1, 3, 4, 5, 7, 9 по результатам обследований соответственно равна 118,5; 116,5; 133; 152; 149,5; 149 °С. Фактические значения t_{yx} для котлов ст. №№ 1, 3, 4, 5, 7 практически совпадают с нормативными значениями t_{yx} , приведенными в режимных картах. Для котла ст. № 9 фактическое значение t_{yx} выше нормативного на 14 °С.

5. По результатам обследований фактические значения КПД “брутто”

котлов ст. №№ 1, 3, 4, 5, 7, 9 соответственно равны 94,84; 94,53; 92,51; 91,29; 92,44; 93,14%. Установлено, что энергетические котлы БТЭЦ работают с пониженными коэффициентами полезного действия. Потери КПД составляют 0,18; 0,41; 0,53; 0,49; 0,46; 1,00% соответственно для котлов ст. №№ 1, 3, 4, 5, 7, 9.

6. Потери газообразного топлива из-за пониженных КПД котлов ст. №№ 1, 3, 4, 5, 7, 9 в 2003 г. соответственно равны 188622; 90147; 148628; 74538; 578359; 498189 м³/год. Суммарная потеря газообразного топлива, рассчитанная из условия, что в 2003 г. на БТЭЦ работали только котлы ст. №№ 1, 3, 4, 5, 7, 9, составляет 1578483 м³/год (1 млн. 578 тыс. м³/год).

7. Суммарная потеря топлива в 2003 г. за счет снижения КПД шести энергетических котлов ст. №№ 1, 3, 4, 5, 7, 9 в денежном выражении при стоимости 1000 м³ газа 815,156 руб. равна:

$$1578,483 \cdot 815,156 \cdot 10^{-6} = 1 \text{ млн. } 287 \text{ тыс. руб.}$$

Для Саранской ТЭЦ-2

1. Данные по величинам непрерывной продувки котлов ст. №№ 1–6, рассчитанные по результатам лабораторного анализа солесодержания питательной и котловой воды, представлены в табл. 4.3.

2. Содержание NO_x в продуктах сгорания за дымососом при $\alpha_{yx} = 1,4$ для котлов ст. №№ 2–6, 8 соответственно равно 109,3; 151,5; 180; 312; 283,2; 295,1 мг/м³. По результатам обследований содержание NO_x в продуктах сгорания для котлов ст. №№ 2–4 не превышает допустимого значения выброса NO_x, равного 255 мг/м³ (при $\alpha_{yx} = 1,4$). Для котлов ст. №№ 5, 6, 8 фактическое значение содержания NO_x в уходящих газах за котлом (после дымососа) превышает значение $C_{NO_x} = 255 \text{ мг/м}^3$ соответственно на 57; 28,2; 40,1 мг/м³.

3. Содержание CO в уходящих газах на выходе из котлов равно нулю. Это означает, что потери теплоты q_3 от химического недожога отсутствуют.

4. Температура уходящих газов для котлов ст. №№ 2–6, 8 по результатам обследований соответственно равна 144; 146; 156; 131; 133; 125 °С. Эти значения t_{yx} практически совпадают с нормативными значениями t_{yx} , приве-

денными в энергетических характеристиках котлов.

5. Фактические значения коэффициентов избытка воздуха после дымо-сосов для всех обследуемых котлов превышают нормативные значения α_{yx} . Превышение α_{yx} равно 0,2; 0,114; 0,07; 0,46; 0,373; 0,15 соответственно для котлов ст. №№ 2–6, 8.

6. Фактические значения КПД “брутто” котлов ст. №№ 2–6, 8 по результатам обследований соответственно равны 91,42; 91,68; 91,34; 91,28; 91,52; 92,98 %. Фактические значения КПД “брутто” ниже нормативных значений $\eta_{бр}$, принятых по энергетическим характеристикам, на 1,63; 1,37; 1,72; 1,86; 1,56; 0,77% соответственно для котлов ст. №№ 2–6, 8.

7. Потери топлива (природного газа) из-за пониженных КПД котлов ст. №№ 2–6, 8 в 2003 г. соответственно равны 749,26; 701,42; 266,8; 1910,4; 1318; 967,9 тыс. м³/год. Наибольшие потери топлива приходятся на котлоагрегаты ст. №№ 5, 6 (за счет повышенных значений α_{yx}). Общая потеря газообразного топлива в 2003 г. из расчета, что на Саранской ТЭЦ-2 в работе находились только котлы ст. №№ 2–6, 8, равна 5913,78 тыс. м³/год (5 млн. 914 тыс. м³/год).

8. Общая потеря топлива в 2003 г. за счет снижения КПД шести энергетических котлов ст. №№ 2–6, 8 в денежном выражении при стоимости 1000 м³ газа 508 руб. составила $5913,78 \cdot 508 \cdot 10^{-6} = 3$ млн. руб.

Таким образом, анализ результатов экспериментальных исследований энергетических котлов БТЭЦ и Саранской ТЭЦ-2 показывает, что наибольшее влияние на понижение КПД котлов оказывает повышенное значение потери теплоты q_2 с уходящими газами. Повышенное значение q_2 обусловлено в основном высоким значением α_{yx} . Значительное влияние на эффективность работы котлов оказывает температура дутьевого (холодного) воздуха на входе в воздухоподогреватель.

5.4. Исследование влияния коэффициента избытка воздуха в уходящих газах на экономичность энергетических котлов

Анализ экспериментальных исследований энергетических котлов БТЭЦ и Саранской ТЭЦ-2 показал, что энергетические котлы этих ТЭЦ работают с пониженными КПД. Основное влияние на снижение КПД котлов оказывает потеря теплоты с уходящими газами q_2 , которая зависит от коэффициента избытка воздуха в уходящих газах α_{yx} и температуры холодного воздуха на входе в воздухоподогреватель $t_{x.в}$. Представляет практический интерес установление зависимости КПД котла от этих параметров.

Анализ зависимости q_2 от α_{yx} и $t_{x.в}$ производился по формуле (5.1).

Влияние температуры холодного воздуха $t_{x.в}$ на входе в воздухоподогреватель и температуры питательной воды $t_{п.в}$ на входе в водяной экономайзер котла на температуру уходящих газов t_{yx} учитывается по формулам, приведенным в режимных картах энергетических котлов ТЭЦ ОАО “Самараэнерго”.

1. Для котлов паропроводительностью 400–500 т/ч:

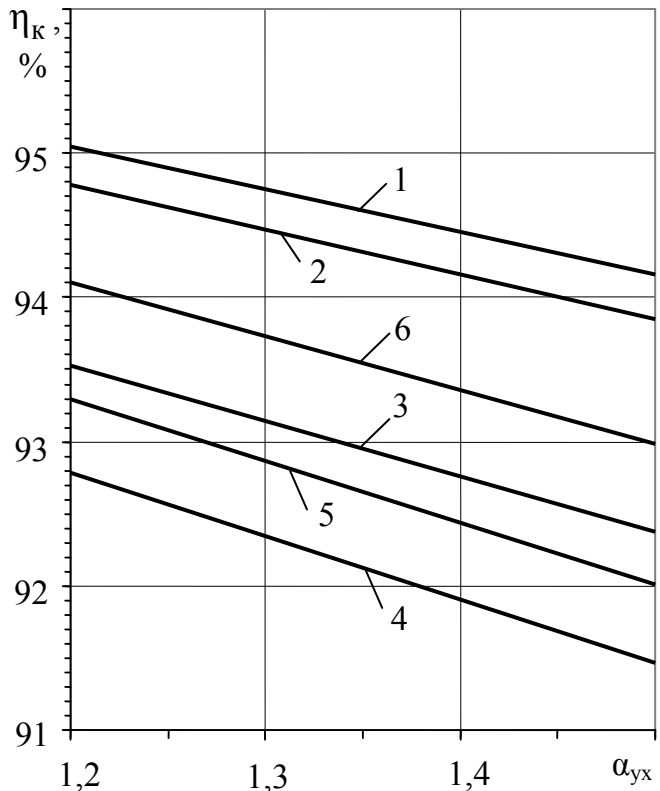


Рис. 5.2. Зависимость КПД η_k котла Безымянской ТЭЦ от коэффициента избытка воздуха α_{yx} в уходящих газах. Дата обследования 22.01.2004 г.: 1 – котёл КО-III-200 ст. №1 ($D_{ном}=200$ т/ч; $D_{факт}=180$ т/ч); 2 – котёл ТКП-3-200 ст. №3 ($D_{ном}=200$ т/ч; $D_{факт}=160$ т/ч); 3 – котёл KSG-140 ст. №4 ($D_{ном}=100$ т/ч; $D_{факт}=90$ т/ч); 4 – котёл KSG-140 ст. №5 ($D_{ном}=100$ т/ч; $D_{факт}=94$ т/ч); 5 – котёл ТП-230-2 ст. №7 ($D_{ном}=230$ т/ч; $D_{факт}=205$ т/ч); 6 – котёл БКЗ-220-100 ст. №9 ($D_{ном}=220$ т/ч; $D_{факт}=200$ т/ч)

$$t_{yx} = t_{yx}^{\text{III}} + 0,2(230 - t_{\text{п.в}}) + 0,16(30 - t_{x.в}).$$

2. Для котлов паропроизводительностью 200–230 т/ч:

$$t_{yx} = t_{yx}^{\text{III}} + 0,25(210 - t_{\text{п.в}}) + 0,3(30 - t_{x.в}).$$

3. Для котлов паропроизводительностью 100–150 т/ч:

$$t_{yx} = t_{yx}^{\text{III}} + 0,25(145 - t_{\text{п.в}}) + 0,2(30 - t_{x.в}).$$

Здесь t_{yx}^{III} и $t_{\text{п.в}}$ – измеренные значения температуры уходящих газов и температуры питательной воды, приведенные на щите управления котлами, °С.

Анализ результатов расчетов, представленных в виде изображенных на рис. 5.2 и 5.3 графиков, показал, что при нормативном значении $t_{x.в} = +30$ °С при работе котла на природном газе с увеличением α_{yx} от 1,2 до 1,5 значение η_k снижается в среднем от 93,2 до 91,9% (на 1,3%) при $D_{\text{пе}} = 100$ т/ч и от 94,1

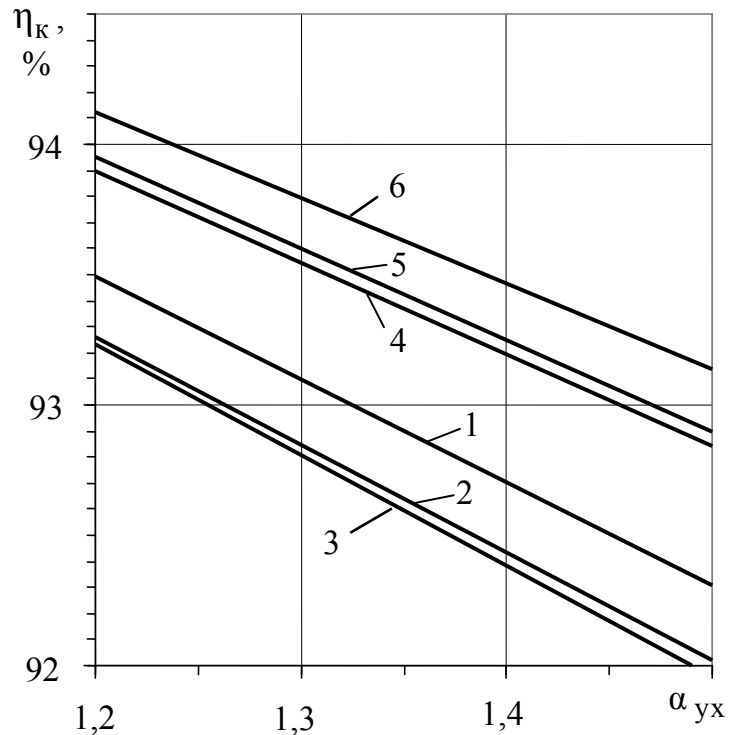


Рис. 5.3. Зависимость КПД η_k котла Саранской ТЭЦ-2 от коэффициента избытка воздуха α_{yx} в уходящих газах. Дата обследования 05.07.2004 г.:

1 – котёл ПК-19 ст. №2 ($D_{\text{ном}}=150$ т/ч; $D_{\text{факт}}=114$ т/ч);

2 – котёл ПК-19 ст. №3 ($D_{\text{ном}}=150$ т/ч; $D_{\text{факт}}=115$ т/ч);

3 – котёл ПК-19 ст. №4 ($D_{\text{ном}}=150$ т/ч; $D_{\text{факт}}=112$ т/ч);

4 – котёл ТП-47 ст. №5 ($D_{\text{ном}}=230$ т/ч; $D_{\text{факт}}=190$ т/ч);

5 – котёл ТП-47 ст. №6 ($D_{\text{ном}}=230$ т/ч; $D_{\text{факт}}=210$ т/ч);

6 – котёл ТГМЕ-464 ст. №8 ($D_{\text{ном}}=500$ т/ч; $D_{\text{факт}}=330$ т/ч)

до 93,1% (на 1%) при $D_{\text{пе}} = 500$ т/ч. Зависимость КПД от α_{yx} (при $t_{x.в} = +30$ °С) при разных паропроизводительностях котла следующая: с увеличе-

нием α_{yx} от 1,2 до 1,5 значение η_k уменьшается в среднем от 93,3 до 92% (на 1,3%) при $D_{пе}=100-150$ т/ч; от 94,2 до 93,1% (на 1,1%) при $D_{пе}=200-230$ т/ч; от 94,1 до 93,1% (на 1%) при $D_{пе}=500$ т/ч, т.е. при увеличении паропроизводительности котла влияние α_{yx} на КПД котла уменьшается [173, 181, 196].

Потеря топлива в 2003 г. за счет снижения КПД энергетического котла БКЗ-220-100 БТЭЦ на 1% (при паропроизводительности котла 200 т/ч) в денежном выражении при наработке 3175 ч/год и стоимости 1000 м³ газа 815,2 руб. составляет 406,12 тыс.руб.

Из вышесказанного следует, что для поддержания КПД котельного агрегата на заданном уровне необходимо обеспечивать нормативное значение коэффициента избытка воздуха в уходящих газах. Это достигается улучшением качества перемешивания топлива (газа) с воздухом, уменьшением присосов воздуха в топку и газоходы котла.

5.5. Выводы по главе 5

1. Выполнен анализ работы технологического оборудования, установленного на ООО «Самараоргсинтез». Рассчитаны потери энергии при осуществлении дросселирования водяного пара в редуционных установках и даны рекомендации по их сокращению. В пересчете на расход топлива (газа) наибольшие потери энергии при дросселировании водяного пара имеются в РК 12/6, цех № 8 отд. № 101: 426316,18 м³газа/год (1 318 723,84 руб/год), в РК 21/12, цех № 7 отд. № 15: 594191,37 м³газа/год (1 838 012,17 руб/год) и в РК 12/6, цех № 7 отд. №№ 14, 15, м-2: 448689,7 м³газа/год (1 387 931,85 руб/год). Это объясняется большими теплоперепадами и расходами пара на технологические аппараты этих отделений.

2. По результатам проведенного обследования определены фактические значения коэффициента избытка воздуха α_{yx} в уходящих газах котлов ст. №№ 1-6 ООО «Самараоргсинтез»: 1,27; 1,23; 1,22; 1,17; 1,1; 1,14, что значительно превышает значения α_{yx} , приведенные в режимных картах котлов

(за исключением α_{yx} для котла ст. № 5). Потери теплоты с уходящими газами составили: 7,7; 7,0; 7,9; 7,1; 5,2; 5,4% соответственно для котлов ст. №№ 1-6.

Установлено, что КПД "брутто" котлов ст. №№ 1-6, рассчитанные по обратному тепловому балансу, соответственно равны: 90,815; 91,515; 90,53; 91,43; 92,86; 92,7%. Полученные фактические значения КПД брутто котлов ниже значений КПД, приведенных в режимных картах, равных 91,7; 91,78; 91,17; 91,82% соответственно для котлов ст. №№ 1-4, а для котлов ст. №№ 5, 6 ниже паспортного значения КПД, равного 93,05%.

Суммарные потери газообразного топлива в денежном выражении за счет работы котлов ст. №№ 1-6 с пониженными КПД при стоимости топлива 3093,3 руб/тыс.м³ составляют 1 017 542,58 руб/год.

3. Разработана методика определения потерь теплоты и теплоносителя с выпаром деаэратора. Определены энергетические потери, обусловленные тем, что выпар двух атмосферных деаэраторов ДА-100, установленных на ООО «Самараоргсинтез», не утилизируется. Необходимо включить в работу охладители выпаров этих деаэраторов для снижения потерь теплоты и химически очищенной воды. Экономия составит 671 321,83 руб/год.

4. Выполнены экспериментальные исследования энергетических котлов Безымянской ТЭЦ и Саранской ТЭЦ-2 по программам энергетических обследований предприятий ОАО «Самараэнерго» и ОАО «Мордовэнерго». Установлено, что энергетические котлы этих ТЭЦ работают с пониженными КПД, что обусловлено в основном повышенным значением α_{yx} . Общая потеря топлива в денежном выражении в 2003 г. за счет снижения КПД шести энергетических котлов составила: для БТЭЦ – 1 млн. 287 тыс. рублей; для Саранской ТЭЦ-2 – 3 млн. рублей.

5. Произведены исследования влияния α_{yx} на КПД энергетических котлов Безымянской ТЭЦ и Саранской ТЭЦ-2. Проанализирована работа двенадцати котлоагрегатов на природном газе паропроизводительностью от 100 до 500 т/ч. Выполнен анализ численных расчетов зависимостей $\eta_k = f(\alpha_{yx})$.

Установлена следующая зависимость η_k от α_{yx} (при $t_{x.6} = +30$ °С) при разных паропроизводительностях котла: с увеличением α_{yx} от 1,2 до 1,5 значение η_k уменьшается в среднем от 93,3 до 92% (на 1,3%) при $D_{ne} = 100 \div 150$ т/ч; от 94,2 до 93,1% (на 1,1%) при $D_{ne} = 200 \div 230$ т/ч; от 94,1 до 93,1% (на 1%) при $D_{ne} = 500$ т/ч, то есть при увеличении паропроизводительности котла влияние α_{yx} на η_k уменьшается.

Потеря топлива в 2003 г. за счет снижения КПД энергетического котла БКЗ-220-100 БТЭЦ на 1% (при паропроизводительности 200 т/ч) в денежном выражении при наработке 3175 ч/год и стоимости 1000 м³ газа 815,2 рубля составляет 406,12 тыс.руб.

ЧАСТЬ III. ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

Глава 6. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЙ ДЕАЭРАЦИИ ПОДПИТОЧНОЙ ВОДЫ НА ТЭЦ

6.1. Обследование режимов работы струйно-барботажных вакуумных деаэраторов Самарской ТЭЦ

Термическая деаэрация подпиточной воды является основой уменьшения разрушения трубопроводов и оборудования систем теплоснабжения посредством их коррозионного износа за счет наличия растворимых в воде агрессивных газов [37, 156, 246, 247, 287, 288, 322, 323]. Для удаления из воды растворенных в ней газов на ТЭЦ Российской Федерации наибольшее распространение получили горизонтальные струйно-барботажные вакуумные деаэраторы типа ДВ, которые разработаны НПО ЦКТИ г. Санкт-Петербурга и Саратовским заводом энергетического машиностроения (СЗЭМ). Промышленностью выпускаются деаэраторы типа ДВ производительностью от 400 до 1200 м³/ч. По ГОСТ 16860-88 концентрация O₂ в деаэрированной воде не должна превышать 50 мкг/дм³ [257].

На Самарской ТЭЦ установлено шесть вакуумных деаэраторов типа ДВ конструкции НПО ЦКТИ–СЗЭМ (рис. 6.1). Номинальный расход деаэрированной воды равен 800 т/ч ст. №№ 1, 4, 5 и 1200 т/ч ст. №№ 2, 3, 6. Тепловые сети, присоединенные к Самарской ТЭЦ, работают по открытой схеме, что обуславливает значительные расходы подпиточной воды, которые составляют не менее 3300 т/ч и могут достигать 6000 т/ч и более. При этом установленные на Самарской ТЭЦ вакуумные деаэраторы стабильно работают при производительностях по деаэрированной воде, не превышающих 70% от номинально-необходимой. Таким образом, действительная суммарная производительность шести установленных на Самарской ТЭЦ деаэраторов, которая составляет 4410 т/ч, при нормативной концентрации кислорода в деаэрированной воде, не достигается. Повышение нагрузок деаэраторов выше 70% от

номинальных обуславливает повышение концентрации кислорода в деаэрированной воде и нарушение ВХР оборудования систем теплоснабжения.

В отопительный период (весной) 2008 г. выполнены обследования вакуумных деаэраторов подпитки тепловой сети Самарской ТЭЦ. Результаты представлены в табл. 6.1 и в табл. ПД.1 Приложения Д.

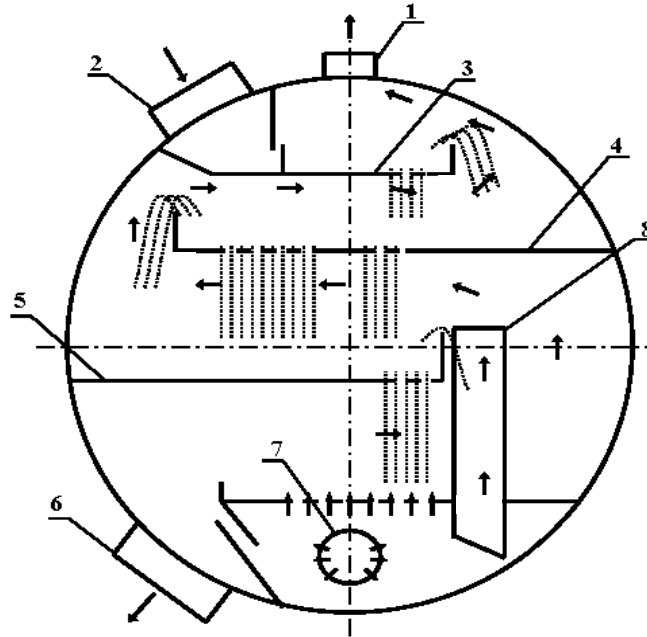


Рис. 6.1. Схема деаэратора ДВ-800:

1 –отвод выпара; 2 –подвод деаэрируемой воды; 3, 4, 5 – первая, вторая и третья струйные тарелки; 6 –отвод деаэрированной воды; 7 – коллектор греющей воды; 8 – пароперепускной короб

Результаты натурных испытаний (обследований) показали, что работающие на Самарской ТЭЦ деаэраторы конструкции НПО ЦКТИ-СЗЭМ имеют низкие показатели, особенно при повышенных производительностях. Были установлены основные причины (недостатки), вследствие которых деаэраторы Самарской ТЭЦ работают с показателями ниже нормативных. Такими причинами являются: а) малая площадь и малое время контакта деаэрируемой воды и образующегося в установке пара; в) значительный расход греющего теплоносителя (воды) [203, 204].

Авторы работы [328] отмечают, что деаэраторы ДСВ-800 и ДСВ-800м в схеме подпитки тепловой сети Волгоградской ТЭЦ-22 не обеспечивают ста-

бильных показателей качества обработки воды и функционируют неустойчиво в диапазоне рабочих нагрузок. Нормативная концентрация кислорода в дегазированной воде обеспечивается при $G_B = 600-700$ т/ч и менее, и ее нагреве на 24-26 °С.

Таблица 6.1

Производительности деаэриционных установок, при которых обеспечивается нормированная концентрация O_2 в обработанной воде

Измеряемый параметр	ДВ-800 ст. № 1	ДВ-1200 ст. № 2	ДВ-1200 ст. № 3	ДВ-800 ст. № 4	ДВ-800 ст. № 5	ДВ-1200 ст. № 6
Расход химочищенной воды, т/ч	700,0	1040,0	1070,0	700,0	-	900,0
Расход греющего теплоносителя, т/ч	250	380	345	270	-	340
Температура химочищенной воды, °С	34,0	35,0	36,0	36,0	-	36,0
Температура греющего теплоносителя, °С	91,0	96,0	97,0	93,0	-	91,0
Давление в корпусе деаэратора, кгс/см ²	0,13	0,15	0,13	0,15	-	0,13
Концентрация кислорода в деаэрированной воде, мкг/дм ³	49,0	48,0	50,0	48,5	-	50,0

Анализ результатов обследований деаэраторов Самарской ТЭЦ показал, что деаэратор ст. № 5 производительностью 800 т/ч имеет недостаточные для стабильной работы дегазационные характеристики. Нормированную концентрацию O_2 в деаэрированной воде при нагрузках выше 240 т/ч (30% от требуемой) не обеспечивается (см. рис. 6.2).

В 1993 г. была выполнена реконструкция деаэратора ДВ-800 ст. № 5 (см. рис. 6.3). Однако результаты эксплуатации ДВ-800 ст. № 5 с 1994 г. по 2007 г. показали, что он работал неудовлетворительно. Нестабильная работа деаэратора приводила к невозможности обеспечения нормированной концентрации

кислорода в деаэрированной воде.

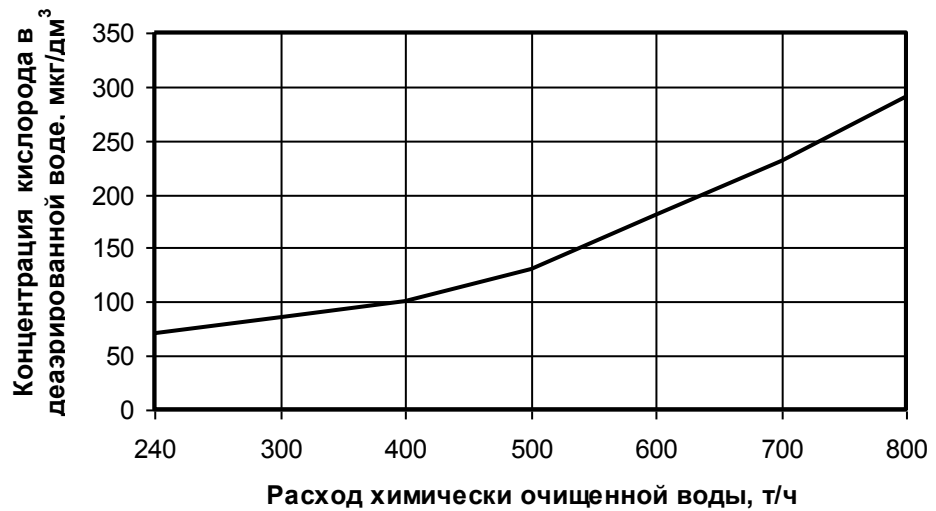


Рис. 6.2. Зависимость концентрации O_2 в деаэрированной воде от расхода химически очищенной воды для деаэратора ДВ-800 ст. № 5 до реконструкции

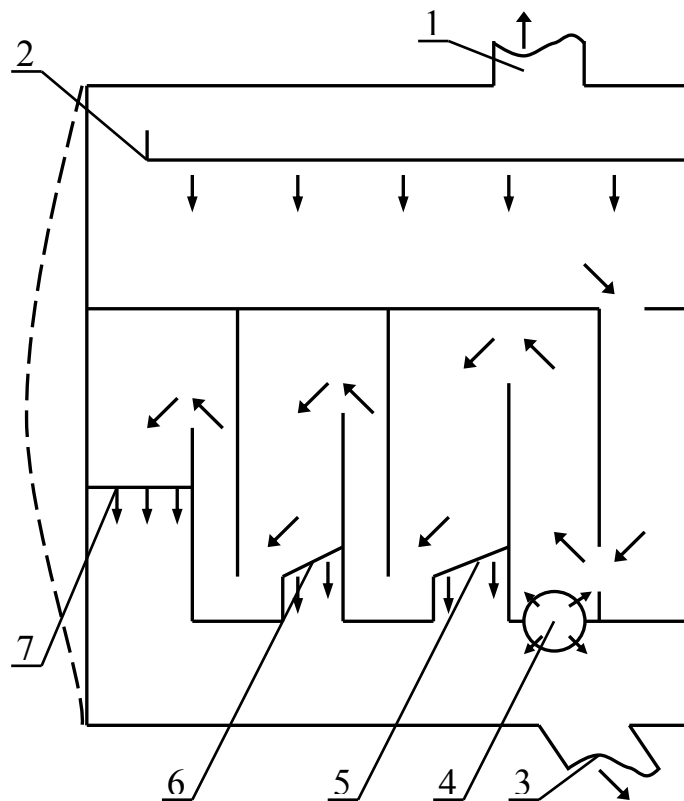


Рис. 6.3. Схема ДВ-800 после реконструкции в 1993 г.: 1 – отвод пара; 2 – первая струйная тарелка; 3 – отвод обработанной воды; 4 – коллектор химически очищенной греющей воды; 5, 6 и 7 – вторая, третья и четвертая струйные тарелки соответственно

«Самарский» ПАО «Т Плюс») было принято решение произвести реконструкцию ДВ-800 ст. № 5. Работа была выполнена летом 2008 г. по НИОКР: «Исследование режимов работы вакуумных деаэраторов сетевой воды Самарской ТЭЦ с целью увеличения их производительности и улучшения ВХР»; номер: № 569 кафедра ТЭС СамГТУ от 08.04.2008 г. и № 462 ОАО «СПРП» от 25.03.2008 г. (ответственный исполнитель работы – к.т.н., доцент С.К. Зиганшина).

6.2. Модернизация струйно-барботажного деаэратора ДВ-800 ст. № 5 Самарской ТЭЦ

Для выполнения модернизации ДВ-800 ст. № 5 Самарской ТЭЦ был выполнен конструктивный тепловой расчет ДВ-800 для 2-х вариантов его работы: 1) производительность по обрабатываемой химочищенной воде (ХОВ) равна 800 т/ч; 2) производительность по деаэрируемой ХОВ равна 1100 т/ч. Расчетами установлено, что при производительности установки 800 т/ч (температура исходной воды 35 °С) количество теплоты, расходуемой на нагревание деаэрируемой воды до 50 °С, равно 50160 кДж/ч, при этом расход пара на деаэрацию воды составляет 25,45 т/ч (расход греющей воды равен 340 т/ч). При производительности установки 1100 т/ч эти параметры составили следующие значения: 68970 кДж/ч и 34,99 т/ч (расход греющей воды равен 480 т/ч). По методике, изложенной в [267], было определено необходимое количество отверстий в струйных тарелках и барботажном листе деаэрационной установки.

Далее для проведения модернизации все внутренние элементы установки ДВ-800 ст. № 5 были демонтированы. После выполнения демонтажа были изготовлены новые внутренние элементы установки из нержавеющей стали в соответствии с данными выполненных расчетов. Затем был произведен монтаж внутренних элементов, оснащение деаэратора контрольно-измерительными приборами и проверка его герметичности и испытания.

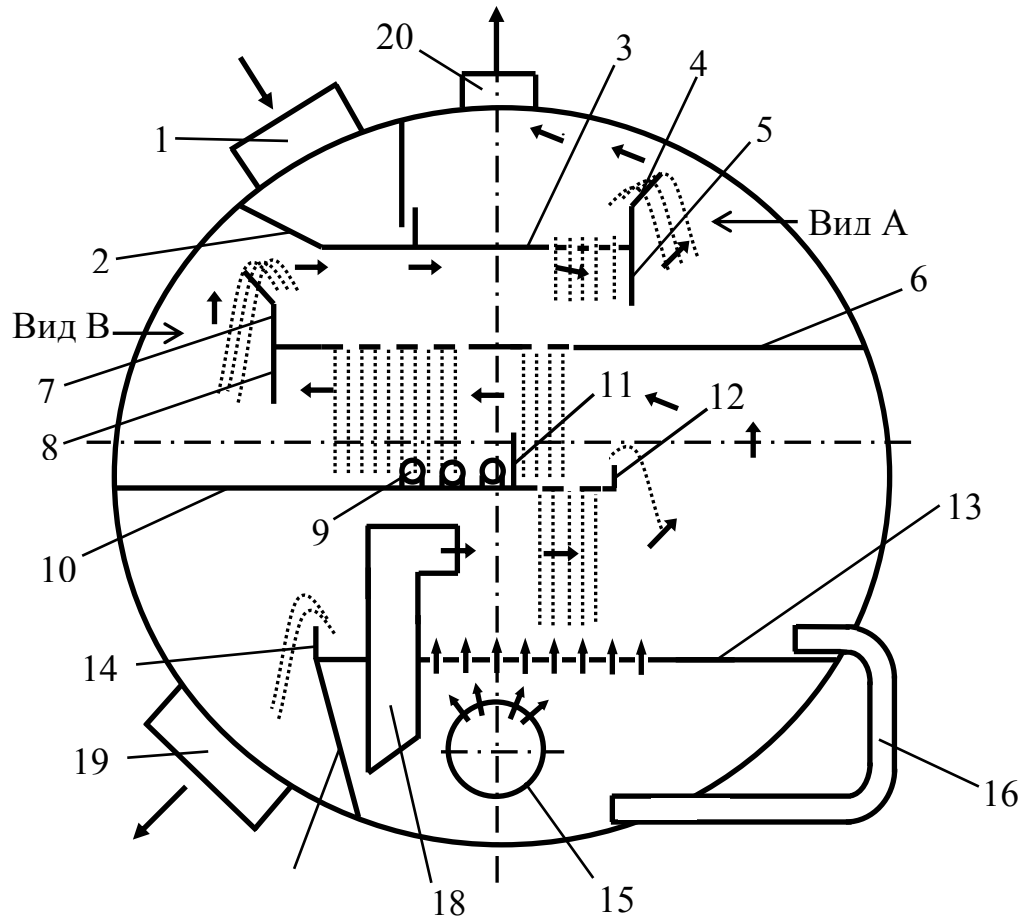
Результаты испытаний приведены в таблице 6.2. Результаты экспериментальных исследований и расчетных величин практически совпали.

Результаты исследований позволили разработать основные положения по модернизации деаэрационной установки ДВ-800 конструкции НПО ЦКТИ-СЗЭМ, которые подробно изложены в [173, 203, 372].

Принцип действия установки (см. рис. 6.4).

Обрабатываемая вода через патрубок 1 подается на коллектор 2 и на первую струйную тарелку 3. Перфорация тарелки 3 позволяет пропускать 30% расхода воды при 100 процентной нагрузке установки, 70% воды через гребенчатый переливной порог 4 сливается на вторую струйную тарелку 6. С тарелки 6 через отверстия и гребенчатый порог 7 вода струями сливается на перепускную тарелку 10. Тарелка 10 предназначена для подачи воды на барботажный лист 13. Перфорированная часть тарелки 10 невелика и максимально приближена к ее борту. Перепускная тарелка 10 выполняет роль дополнительного барботажного листа вследствие подачи химически очищенной греющей воды по перфорированным трубопроводам 9, что позволяет увеличить температуру обрабатываемой воды перед барботажным листом 13. При этом обеспечивается большая равномерность тепло- и массообмена между греющим и деаэрируемым теплоносителями.

Греющий теплоноситель поступает в деаэратор по трубопроводу 15. Греющим теплоносителем является горячая сетевая вода, поступающая в деаэратор после ее подогрева в сетевых подогревателях. При этом вода является перегретой по отношению к температуре насыщения при давлении в корпусе деаэрационной установки. Сразу после выхода из отверстий трубопровода 15 вода вскипает. Образуется водяной пар, который поднимается вверх под барботажный лист 13. Избыток греющей сетевой воды отводится на вход барботажного листа 13 по трубопроводам 16.



Вид А

Вид В

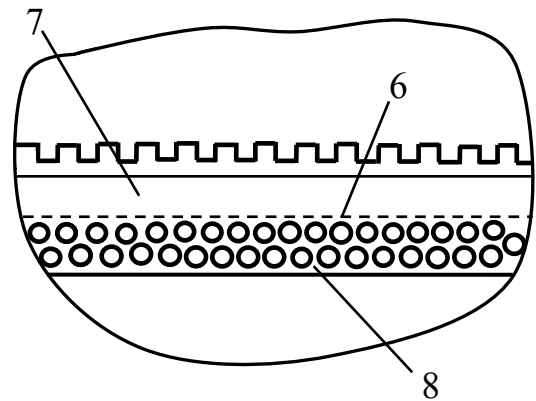
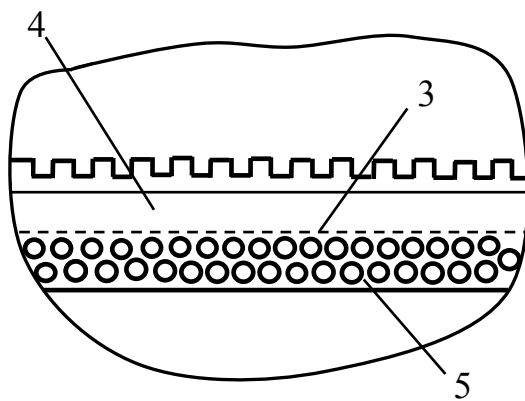


Рис. 6.4. Схема реконструированного вакуумного деаэратора ДВ-800:
 1 – подвод деаэрируемой воды; 2 – распределительный коллектор; 3, 6 – первая и вторая струйные тарелки; 4, 7 – гребенчатый переливной порог; 5, 8 – перфорированный пароотводящий лист; 9 – перфорированные трубопроводы подвода греющей воды; 10 – перепускная тарелка; 11, 12 – перепускной и переливной пороги; 13 – барботажный лист; 14 – переливной порог барботажного листа; 15 – коллектор греющей воды; 16 – отвод неиспарившейся греющей воды на начало барботажного листа; 17 – непроницаемая перегородка; 18 – короб перепуска греющего пара; 19 – патрубок отвода деаэрированной воды; 20 – патрубок отвода выпара

Водяной пар, проникает через отверстия в листе 13, и слой воды на нем. При этом осуществляется интенсивная обработка воды и она догревается до температуры, примерно равной температуре насыщения воды при давлении в деаэрационной установке. Одновременно внизу под барботажным листом сохраняется паровая подушка, высота которой с увеличением расхода пара возрастает. Избыточный пар по коробам 18 перепускается в струйный отсек между перепускной тарелкой 10 и барботажным листом 13 и пересекает струйный поток, поступающий (сливающийся) с тарелки 10. Одновременно сюда же поступает водяной пар, проникающий через слой воды на барботажном листе 13. В отсеке между второй струйной тарелкой 6 и перепускной тарелкой 10 происходит основной подогрев деаэрируемой воды. Подогрев воды осуществляется за счет теплоты конденсации пара. В отсеке между тарелками 3 и 6 конденсируется большая часть оставшегося пара. Выделившиеся из деаэрируемой воды газы и небольшое количество несконденсировавшегося пара отводятся из деаэратора по патрубку 20. Деаэрированная вода отводится из деаэратора по патрубку 19.

Таким образом, снабжение первой и второй струйных тарелок гребенчатым переливным порогом и перфорированным пароотводящим листом, а также выполнение гребней переливного порога первой и второй струйных тарелок прямоугольной формы и с наклоном в сторону стекания с переливных порогов потоков деаэрируемой воды позволяет увеличить поверхность и время контакта химически очищенной воды с греющим паром и, тем самым, повысить эффективность деаэрации химически очищенной воды.

Кроме того, деаэратор снабжен проходящими через барботажный лист двумя коробами 18 перепуска греющего пара. Короба 18 выполнены Г-образной формы. Г-образные короба 18 установлены равномерно вдоль корпуса деаэратора в пространстве между переливным порогом барботажного листа и перфорированным трубопроводом подвода греющей воды под барботажный лист. Такое исполнение элемента 18 интенсифицирует процесс теп-

ло- и массообмена между греющим паром и деаэрируемой водой.

Модернизация значительно повышает эффективность работы деаэриционной установки вследствие равномерного подогрева деаэрируемой воды до t_s за счет увеличения поверхности теплообмена, а также за счет увеличения времени обработки паром капель и струй воды.

На рис. 6.5 видны первая и вторая струйные тарелки и смонтированные на них гребенчатые переливные пороги модернизированного ДВ-800 ст. № 5 Самарской ТЭЦ.

Натурные тепловые испытания вакуумного деаэрата ДВ-800 ст. № 5 Самарской ТЭЦ после выполнения его модернизации были проведены в ноябре 2008 г. Результаты экспериментальных обследований деаэриционной установки ДВ-800 ст. № 5 приведены на рис. 6.6 и в табл. 6.2.

Таблица 6.2

**Данные натурных испытаний модернизированного деаэрата
ДВ-800 ст. № 5 Самарской ТЭЦ**

Расход, т/ч		Температура, °С		Давление в деаэраторе, кгс/см ²	Нагрев воды в деаэраторе, °С	Недогрев до температуры насыщения, °С	Концентрация кислорода в деаэрированной воде, мкг/дм ³
ХОВ	греющей воды	ХОВ на входе	греющей воды				
300	120 - 160	34 - 35	94 - 98	0,12	16 - 18	0,8 - 1,9	35 - 43
400	140 - 180	34 - 35	94 - 98	0,13	16 - 18	0,5 - 1,6	33 - 39
500	175 - 210	33 - 35	94 - 98	0,12	15 - 17	0,7 - 1,8	28 - 42
600	190 - 230	33 - 35	94 - 98	0,12	15 - 17	0,8 - 1,7	24 - 40
700	210 - 260	34 - 35	94 - 98	0,12	16 - 18	0,3 - 1,8	35 - 43
800	280 - 320	36 - 37	94 - 98	0,12	15 - 18	0,2 - 1,8	35 - 44
900	320 - 360	36 - 37	94 - 98	0,12	16 - 18	0,2 - 2,2	34 - 36
1000	360 - 380	37 - 39	94 - 98	0,12	15 - 16	0,2 - 1,8	38 - 45
1100	380 - 420	35 - 36	94 - 98	0,12	15 - 16	0,2 - 0,8	42 - 50



Рис. 6.5. Первая и вторая струйные тарелки ДВ-800 ст. № 5

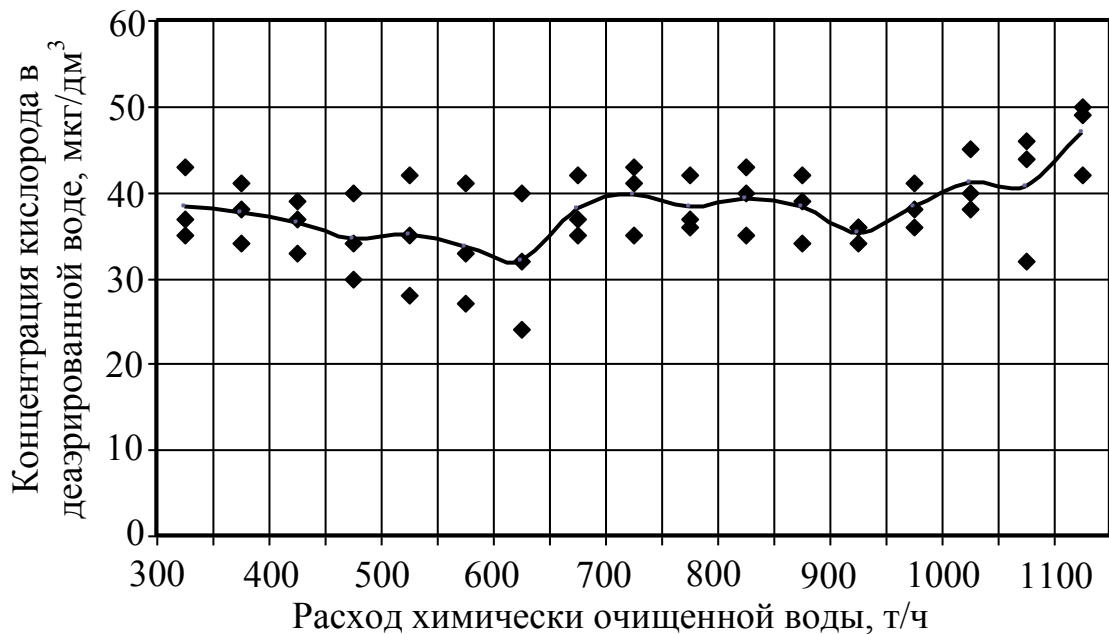


Рис. 6.6. Зависимость концентрации O_2 в деаэрированной воде от ее расхода для деаэрата ДВ-800 ст. № 5 после его модернизации

После выполнения модернизации максимальная производительность деаэрационной установки ДВ-800 ст. № 5 возросла до 1100 т/ч (137,5% от

номинально–заявленной производителем). При этом при максимально-возможной производительности концентрация O_2 в обработанной воде по данным натурных испытаний была равна 42-50 мкг/дм³, что не превышает нормированную концентрацию O_2 . Подогрев деаэрированной воды в установке при этом был равным 15-16 °С, что вполне допустимо по нормативно–требуемому диапазону подогрева воды в деаэраторе, равному 15-25 °С.

Таким образом, деаэрационная установка ДВ-800 ст. № 5 после выполнения модернизации работает на производительностях от 300 до 1100 т/ч, при этом концентрация O_2 в дегазированной подпиточной воде не превышает нормативно требуемую величину, равную 50 мкг/дм³. По данным натурных испытаний и последующей эксплуатации максимальная производительность установки составляет 1100 т/ч и превышает номинальную производительность 800 т/ч на 37,5% [173, 203].

Экономический эффект заключается в повышении срока службы теплообменного оборудования и трубопроводов тепловой электростанции и системы теплоснабжения вследствие снижения кислородной коррозии металла и составляет более 5 млн.руб. в год, что подтверждается актом внедрения результатов научных исследований, представленном в приложении Ж (см. стр. 457 настоящей работы).

6.3. Вакуумно-кавитационный деаэратор центральной отопительной котельной Самарской ГРЭС

Для удаления агрессивных газов из подпиточной воды тепловых сетей и питательной воды паровых котлоагрегатов в Российской Федерации применяются в основном физические десорберы, в качестве которых используют тепломассообменные аппараты (дегазационные установки) различных конструкций. К ним относятся декарбонизаторы и термические деаэраторы [156, 246, 247, 288, 322-324].

Применение дегазационных установок приводит к уменьшению концентрации диоксида углерода CO_2 и кислорода O_2 в обрабатываемой воде до

значений, соответствующих требованиям ПТЭ ЭС и С Российской Федерации [257]. После проведения термической деаэрации на заключительном этапе подготовки воды используются различные способы химического связывания растворенных в воде коррозионно-активных газов путем использования гидразина, аммиака, едкого натра, сульфита натрия и др.

Одним из условий глубокой дегазации воды в термических деаэрационных установках является подогрев обрабатываемой воды до t_s – температуры насыщения при давлении в деаэраторе. По способу достижения t_s обрабатываемой воды термические деаэрационные установки (деаэраторы) подразделяют на два типа, которые различаются по конструкциям и принципам работы. К первому типу относятся деаэраторы–подогреватели, ко второму – деаэраторы перегретой воды.

В деаэратор–подогреватель обрабатываемая вода подается при температуре на 10-30 °С меньше температуры насыщения t_s . Затем в деаэраторе вода нагревается до некоторой температуры t_d , которая всегда остается меньше, чем t_s [172, 178, 192]. Это объясняется тем, что для подогрева обрабатываемой воды до температуры насыщения t_s необходимо иметь бесконечно большую теплообменную поверхность, потому что при нагревании воды температурный напор $\Delta t_s = t_s - t_d$ приближается к нулю. Поэтому для осуществления эффективной работы в деаэраторах–подогревателях устанавливают достаточно большие теплообменные поверхности, которые размещают в зоне подогрева воды, а также устанавливают специальные барботажные устройства. Усложнение конструкции деаэраторов–подогревателей значительно снижает надежность их работы. Наиболее низкую надежность имеют дырчатые листы, посредством которых достигается достаточно развитая теплообменная поверхность. В дырчатых листах выполняют большое количество отверстий малого диаметра – 8-10 мм, при этом количество отверстий достигает несколько тысяч. Следует отметить, что в процессе работы деаэрационной установки отверстия засоряются, а дырчатые листы достаточно быстро подвергаются коррозии из-за наличия в установке частично деаэрированной горячей

ВОДЫ.

Принцип работы деаэраторов перегретой воды отличается от принципа действия деаэраторов–подогревателей тем, что подогрев обрабатываемой воды в них не производят. Деаэрируемая вода подается в установку перегретой, т.е. при температуре, превышающей t_s . В деаэрируемой установке часть перегретой воды испаряется, а температура не испарившейся воды становится равной температуре насыщения t_s , соответствующей давлению в корпусе деаэратора. Поэтому при использовании деаэраторов перегретой воды нет необходимости в организации теплообмена на барботажном листе, что значительно упрощает конструкцию деаэрационной установки.

Следует отметить, что на ТЭЦ Российской Федерации и в промышленности деаэраторы перегретой воды в настоящее время не получили широкого применения, хотя они обладают отмеченными выше преимуществами. Отсутствие широкого использования в промышленности деаэраторов перегретой воды вызвано в основном тем, что, используемые для распыливания подаваемой в установку обрабатываемой воды форсунки, имеют несовершенную конструкцию. Несовершенство форсунок обуславливает плохое распыление перегретой воды. В результате снижается интенсивность десорбции газов из воды в пар. Концентрация агрессивных газов в деаэрированной воде повышается. Кроме того, на форсунках образуются солевые отложения, что приводит к снижению качества распыливания.

Поэтому на ТЭЦ Российской Федерации для обработки подпиточной воды открытых систем теплоснабжения в большей степени используются дегазационные установки типа ДВ (ДСВ).

Кафедрой ТЭС Самарского государственного технического университета разработан и внедрен на Центральной отопительной котельной (ЦОК) Самарской ГРЭС деаэратор перегретой воды (вакуумно-кавитационный деаэратор).

Принцип действия вакуумно-кавитационного деаэратора заключается в создании кавитации в потоке деаэрируемой воды, т. е. в движущейся жидко-

сти понижается статическое давление до давления, равного упругости насыщенного пара при данной температуре [184, 192, 338, 366, 367, 369, 370]. При таких условиях вода вскипает и одновременно осуществляется достаточно глубокая ее дегазация во всем объеме деаэрата. Для случая, когда в деаэрационной установке поддерживается давление меньше атмосферного, такой метод дегазации химически очищенной воды получил название вакуумно-кавитационного [172, 192].

Для внедрения в промышленность предложенного метода дегазации воды была создана экспериментальная установка, которая была включена в технологическую схему атмосферного деаэрата ДСА-200. Работы выполнялись на ЦОК Самарской ГРЭС. Опытная установка состояла из деаэрационной колонки и кавитатора [173]. На промышленных деаэраторах вместо кавитатора были смонтированы сопла переменного поперечного сечения [184, 192].

Данные исследования использовались при внедрении опытно-промышленной установки, выполненной на базе бака-аккумулятора атмосферного деаэрата типа ДСА-200 Центральной отопительной котельной Самарской ГРЭС (см. рис. 6.7, 6.8).

Система теплоснабжения, присоединенная к Центральной отопительной котельной Самарской ГРЭС, является открытого типа. Теплопроизводительность системы теплоснабжения ЦОК равна 600 Гкал/ч, а проектный расход подпиточной воды – 2000 т/ч.

По проекту подготовка подпиточной воды на ЦОК производилась по схеме: 1) частичное умягчение воды на Н-катионитных фильтрах при «голодной регенерации»; 2) декарбонизация воды; 3) нагревание воды до $t=60,0-80,0$ °С в поверхностных подогревателях типов ОГ-130 и МВН 2052-36 горячей сетевой водой; 4) дегазация воды в вакуумных деаэраторах.



Рис. 6.7. Вид на кавитационно-разгонные устройства (сопла переменного поперечного сечения) вакуумно-кавитационного деаэрата



Рис. 6.8. Общий вид вакуумно-кавитационного деаэрата ЦОК СамГРЭС

Дегазация подпиточной воды осуществлялась в 4-х деаэрационных колонках типа ДСА-200 и 4-х колонках типа ДСА-300. Колонки были установлены на четырех баках деаэраторов, по две колонки на каждом из баков. Номинальная нагрузка 4-х деаэраторов равна 2000 т/ч (два деаэратора производительностью по 400 т/ч и два деаэратора – по 600 т/ч).

Недостатком в работе деаэраторов ЦОК было низкое качество дегазации подпиточной воды, которое по концентрации CO_2 и O_2 в 2–3 раза превышало нормируемые величины по требованиям ПТЭ РФ. Причина низкого качества подготовки воды заключалась в отсутствии греющего теплоносителя от постороннего источника – водяного пара.

Для улучшения качества деаэрации подпиточной воды руководством Самарской ГРЭС и Волжской территориальной генерирующей компании было принято решение выполнить реконструкцию установленных на ЦОК Самарской ГРЭС деаэраторов. В условиях отсутствия водяного пара в качестве греющего теплоносителя от постороннего источника было принято обоснованное решение применить вакуумно-кавитационный способ деаэрации, в основу которого положен принцип кавитации в движущемся потоке жидкости (воды) [338, 366, 367, 369, 370].

Вначале была смонтирована опытная деаэрационная установка, включающая колонку и кавитатор. Установка была включена в технологическую схему деаэратора ст. № 2 ЦОК. На опытной установке были произведены экспериментальные исследования [173, 191, 192].

На следующем этапе работ была разработана опытно-промышленная вакуумно-кавитационная установка. Для этих целей использовался бак-аккумулятор ДСА ст. № 4 емкостью $75,0 \text{ м}^3$, длина бака – 11,5 м, диаметр – 3,2 м.

Была произведена модернизация деаэратора ДСА-200.

1. На каждом баке-деаэраторе для подачи деаэрируемой воды были установлены 4 сопла переменного поперечного сечения. По два сопла с каждого торца бака. Расстояние между осями соседних по торцу сопел по горизон-

тали равно 1000 мм. Расстояние по вертикали между осями сопел и осью бака – 1000 мм.

2. Деаэрируемая вода подается в паровой объем бака по водопроводу диаметром $d_y=200$ мм.

3. Сопла переменного поперечного сечения фланцами присоединялись к патрубкам $d_y=300$ мм. Фланцы вварены в обе торцевые стенки бака-аккумулятора деаэрата.

4. Для измерения расхода воды на трубопроводах перед соплами установлены расходомеры (диафрагмы).

5. В баке-аккумуляторе установлены три поворотных пароотборника, посредством которых производится отбор проб обрабатываемой воды для контроля десорбции воды по длине ее потока.

6. Для подогрева воды перед деаэратом установлен водоподогреватель смешивающего типа вместо поверхностного.

Общий вид деаэрата, сопел переменного поперечного сечения и схема опытно-промышленной деаэрационной установки приведены на рис. 6.7 – 6.9. На промышленной установке, установлены четыре сопла переменного поперечного сечения с диффузорами 80/120 мм, длиной 510 мм и углом раскрытия 4,5. Подогрев воды перед деаэратом производится в смешивающем подогревателе. Анализ результатов испытаний деаэрата показал, что для качественной дегазации воды необходимо осуществлять перегрев воды не менее чем на 3,5 °С. При производительностях установки, превышающих 800 т/ч, имелись недостатки в работе охладителей эжекторов, вследствие чего давление в деаэрате повышалось и не достигалась необходимая степень перегрева воды, что приводило к возрастанию концентраций диоксида углерода CO_2 и кислорода O_2 .

В целом установка работала надежно при температурах греющей воды в интервале 126–135 °С, при давлениях 2,7–4,8 ата и расходе химочищенной воды 160–500 т/ч. Среднее значение концентрации O_2 в деаэрированной воде составляло 10 мкг/дм³ (см. табл. 6.3).

**Результаты испытаний вакуумно-кавитационного деаэрата
ЦОК Самарской ГРЭС**

Расход воды, т/ч			Температура воды, °С				$\Delta t_{\text{пер}},$ °С	Абсолютное давление, кгс/см ²		Остаточная концентра- ция, мкг/дм ³	
$G_{\text{хов}}$	$G_{\text{см}}$	$G_{\text{Г}}$	$t_{\text{хов}}$	$t_{\text{Г}}$	$t_{\text{см}}$	$t_{\text{д}}$		$p_{\text{см}}$	$p_{\text{д}}$	СО ₂	О ₂
500,0	800,0	300,0	40,0	135,0	76,0	72,5	3,5	2,7	0,35	0,0	10,0
450,0	680,0	230,0	51,0	131,0	78,0	74,0	4,0	4,4	0,38	0,0	10,0
435,0	650,0	215,0	46,0	123,0	72,0	68,2	3,8	4,1	0,29	0,0	10,0
400,0	610,0	210,0	49,0	134,0	78,0	74,0	4,0	3,3	0,38	0,0	10,0
350,0	700,0	350,0	32,0	128,0	80,0	75,9	4,1	3,8	0,40	0,0	10,0
190,0	380,0	190,0	43,0	131,0	87,0	81,4	5,6	4,3	0,50	0,0	10,0
160,0	340,0	180,0	45,0	126,0	87,9	84,0	3,9	4,5	0,57	0,0	10,0

Примечание: концентрация СО₂ в химочищенной воде 2,2-2,8 мг/дм³.

Экспериментальные исследования опытно-промышленной деаэрационной установки позволили внедрить способ вакуумно-кавитационной дегазации на Центральной отопительной котельной СамГРЭС. В настоящее время в котельном цехе установлены 4-ре установки. Каждая деаэрационная установка включает следующее оборудование (рис. 6.9).

1. Подогреватель смешивающего типа производительностью 1000 м³/ч.
2. Бак-аккумулятор деаэрированной воды: $V=75$ м³, $L=11,5$ м и $d=3,2$ м.
3. Четыре сопла переменного поперечного сечения, максимальной производительностью 250 т/ч каждое.
4. Четыре водоструйных эжектора.
5. Бак эжекторной воды, $V=8$ м³.
6. Два охладителя удаляемой из корпуса деаэрата парогазовой смеси (выпара).

С целью повышения эффективности работы вакуумно-кавитационного деаэрата путем увеличения площади соприкосновения деаэрируемой воды с паром предложено внутри корпуса деаэрата напротив каждого КРУ установить четыре отражательных экрана [367].

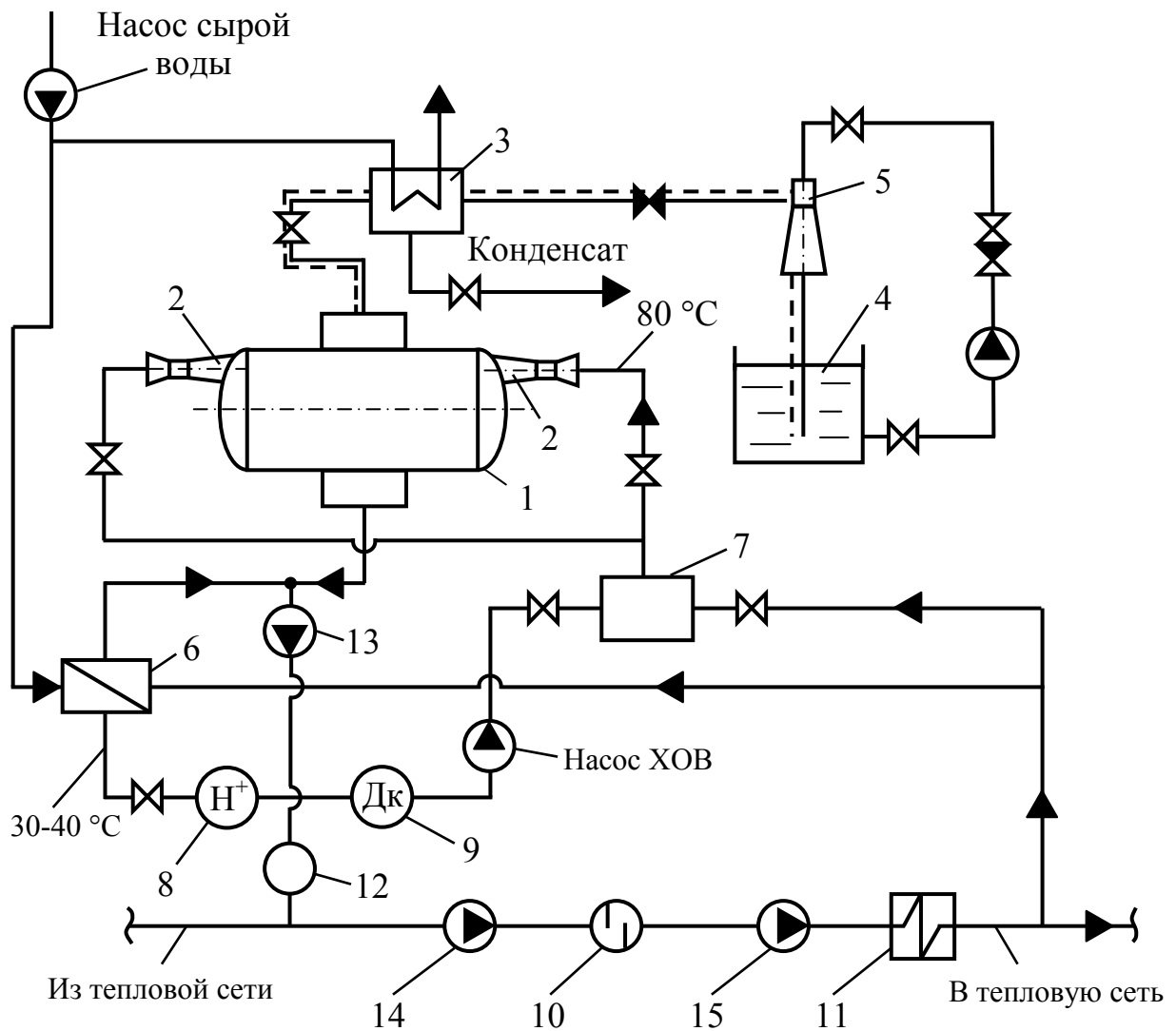


Рис. 6.9. Тепловая схема деаэрационной установки:

1 – корпус; 2 – сопло; 3 – охладитель выпара; 4 – бак эжектора; 5 – водоструйный эжектор; 6, 7 – водоподогреватели исходной воды и ХОВ; 8 – Н-катионитный фильтр; 9 – декарбонизатор; 10 – фильтр; 11 – водогрейный котел; 12 – узел подпитки; 13, 14, 15 – подпиточный, бустерный и сетевой насос соответственно

В нижней части бака-аккумулятора имеется дренажный трубопровод $d_y=100$ мм. По воде и вакууму баки деаэраторов сообщаются уравнительными трубами $d_y=300$ мм и $d_y=150$ мм. В верхней части бака имеются две врезки: трубы $d_y=300$ мм, для отсоса выпара эжекторами. Установка оснащена КИП.

Осенью 2009 г. были проведены обследования режимов работы вакуумно-кавитационных установок Центральной отопительной котельной Самарской ГРЭС. Результаты приведены в табл. 6.4.

Таблица 6.4

**Концентрация кислорода O_2 , мкг/дм³, и углекислого газа CO_2 , мкг/дм³,
в деаэрированной воде**

Номер деаэратора	Ст. № 1		Ст. № 2		Ст. № 3		Ст. № 4	
	O_2	CO_2	O_2	CO_2	O_2	CO_2	O_2	CO_2
21.10.2009 г.	7,0	0,0	4,5	0,0	36,5	0,0	17,0	0,0
28.10.2009 г.	2,0	0,0	2,0	0,0	-	0,0	11,5	0,0
11.11.2009 г.	5,0	0,0	8,0	0,0	23,0	0,0	13,0	0,0
17.11.2009 г.	9,5	0,0	5,5	0,0	29,5	0,0	5,5	0,0

Промышленные испытания показали, что вакуумно-кавитационные установки ЦОК Самарской ГРЭС, работают достаточно эффективно. Средние значения концентраций кислорода в деаэрированной подпиточной воде тепловой сети составляют: 5,9; 5,0; 29,7; 11,75 мкг/дм³ соответственно для деаэратора ст. № 1, 2, 3, 4.

Однако установлено, что на переменных режимах работы деаэраторов концентрация растворенного в воде кислорода увеличивается в 2-3 раза.

6.4. Вакуумно-кавитационный деаэратор со ступенчатой камерой Эйфеля

Для повышения эффективности деаэрации воды посредством вакуумно-кавитационного деаэратора на переменных режимах его работы предложено усовершенствовать его конструкцию. Для этого предлагается после диффузорного участка сопла переменного поперечного сечения по ходу воды дополнительно установить ступенчатую камеру Эйфеля [90, 369]. Это позволит увеличить интенсивность процессов турбулизации и массообмена в потоке и вследствие этого увеличить качество процесса деаэрации воды в установке (рис. 6.10).

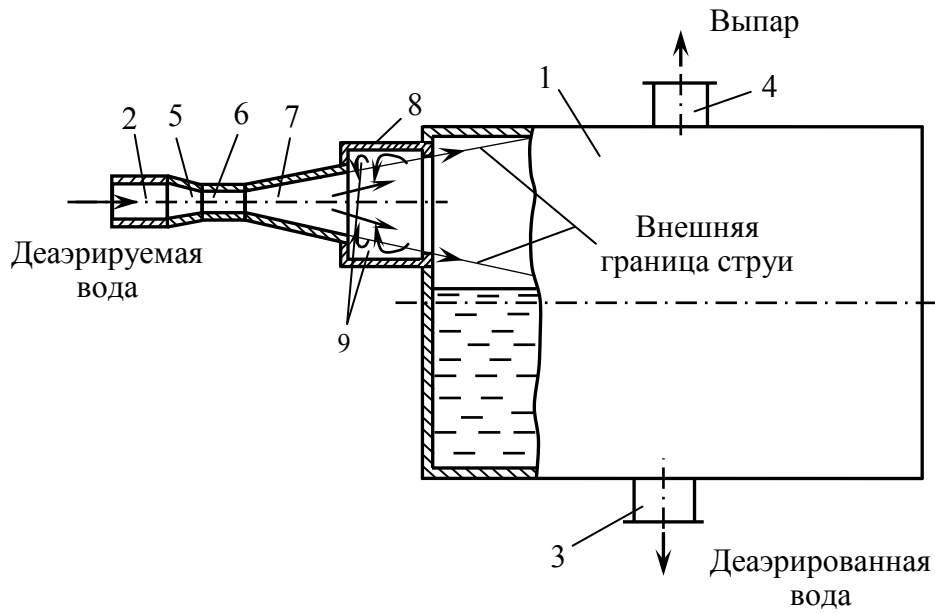


Рис. 6.10. Вакуумно-кавитационный деаэратор, оснащенный ступенчатой камерой Эйфеля:

1 – корпус; 2 – патрубок подвода деаэрируемой воды; 3, 4 – патрубки отвода деаэрированной воды и пара; 5, 6, 7 – конфузорный, цилиндрический и диффузорный участки сопла переменного поперечного сечения соответственно; 8 – ступенчатая камера Эйфеля; 9 – область пониженного давления

Конфузорность участка 5 составляет $45...60^\circ$, угол раскрытия диффузора $1...10^\circ$, длина цилиндрического участка 6 выбирается в пределах $2...4$ от его диаметра, а диаметр ступенчатой камеры Эйфеля – $2...2,5$ от выходного диаметра диффузорного участка сопла переменного поперечного сечения. Длина ступенчатой камеры Эйфеля принимается равной ее диаметру, диаметр выходного отверстия камеры Эйфеля составляет примерно $1,5$ от выходного диаметра диффузорного участка сопла переменного поперечного сечения.

Работа деаэратора перегретой воды осуществляется следующим образом. Деаэрируемая вода, температура которой выше температуры насыщения, соответствующей давлению в корпусе 1, поступает через патрубок 2 в конфузорный участок 5. В конфузорном участке поток ускоряется вследствие уменьшения сечения трубопровода. Это приводит к снижению статического давления, возникновению центров парообразования и выделению паровых пузырьков. Далее в цилиндрическом трубопроводе 6 давление снижается и

становится равным давлению насыщения при температуре воды в потоке. Происходит кипение воды во всем объеме и образование паровой фазы. Объем потока пароводяной смеси возрастает. Скорость потока на выходе из трубопровода 6 достигает скорости звука. В диффузорном участке сопла происходит кипение и разгон потока до сверхзвуковой скорости. Вода дробится на мелкие капельки, поверхность потока возрастает. При этом интенсифицируются турбулизация потока и массообмен в нем. Процесс выделения растворенных в воде газов в паровую фазу возрастает.

Однако на пониженных режимах работы деаэрата не обеспечивается образование устойчивой паровой фазы на выходе из диффузорного участка сопла. В этом случае снижается эффективность деаэрации вследствие низкой интенсивности процесса десорбции газов, так как не происходит интенсификация турбулизации потока и активизация выделения растворенных в воде газов в паровую фазу. Для повышения эффективности деаэрации воды установлена ступенчатая камера Эйфеля 8.

Сверхзвуковая струя после диффузорного участка 7 подается в камеру Эйфеля 8. В ступенчатой камере Эйфеля образуется область пониженного давления 9, ограниченная внешней границей струи и стенками торцевой цилиндрической камеры. На выходе струя своей внешней границей касается кромки выходного отверстия цилиндрической камеры Эйфеля. В области пониженного давления, ограниченной торцевой и цилиндрической поверхностями камеры Эйфеля и внешней областью струи, статическое давление снижается до значений ниже давления в корпусе 1 деаэрационной установки. Образуется вихревая зона, в которой происходит возвратное движение частиц потока воды. Последнее обуславливает повышение интенсивности процесса турбулизации и массообмена (см. Б.А. Баланин "Сверхзвуковая струя в ступенчатом канале", Ученые записки Ленинградского государственного университета им. А.А. Жданова, 1968, № 338, серия математических наук, вып. 43, стр. 86-94). Вследствие этого повышаются интенсивность процесса десорбции газов и скорость перехода (выделения) растворенных в воде аг-

рессивных газов в паровую фазу.

В корпусе 1 деаэрата происходит разделение газопаровой смеси и воды. Парогазовая смесь – выпар отводится из корпуса 1 через патрубок 4. Дегазированная вода посредством патрубка 3 подается на подпитку тепловой сети.

Таким образом, установка ступенчатой камеры Эйфеля позволяет повысить эффективность работы вакуумно-кавитационного деаэрата и качество дегазации перегретой воды.

6.5. Регулирование процесса деаэрации воды в вакуумно-кавитационном деаэрате

В процессе работы деаэрата перегретой воды не осуществляется вскипание деаэрируемой воды во всем объеме в конце конфузорного участка сопла переменного поперечного сечения и не на всех режимах работы деаэрата обеспечивается образование устойчивой паровой фазы и разгон потока до скорости звука на выходе из цилиндрического участка сопла. В этих случаях в диффузорном участке сопла не достигается сверхзвуковая скорость при любом давлении в камере истечения, то есть в корпусе деаэрата, что снижает эффективность деаэрации воды вследствие низкой интенсивности процесса десорбции газов, так как не происходит интенсификация турбулизации потока и, как следствие, активизация выделения растворенных в воде газов в паровую фазу.

Для повышения эффективности деаэрации воды целесообразно осуществлять подвод перегретой воды через коническое сопло, расположенное в конфузорном участке сопла переменного поперечного сечения, для вскипания деаэрируемой воды, разгона пароводяного потока до скорости звука на входе в цилиндрический участок и достижения сверхзвуковой скорости в диффузорном участке сопла переменного поперечного сечения на всех режимах работы деаэрата [366].

В процессе работы деаэрата перегретой воды расход деаэрируемой воды изменяется. Поэтому может возникнуть режим работы, когда расход перегретой воды, подаваемой через коническое сопло, будет недостаточен для вскипания воды и образования устойчивой паровой фазы на выходе сопла. В этом случае скорость пароводяного потока в цилиндрическом участке сопла будет ниже скорости звука в данной среде и не будет достигаться сверхзвуковая скорость потока в диффузорном участке сопла, что приведет к снижению эффективности деаэрации воды, то есть к увеличению содержания растворенного кислорода в деаэрированной воде.

Может возникнуть и обратная ситуация, когда значение расхода перегретой воды будет выше значения ее расхода, при котором также будет происходить вскипание воды и образование устойчивой паровой фазы во всем ее объеме, разгон пароводяного потока до скорости звука в данной среде на входе в цилиндрический участок сопла переменного поперечного сечения и достижение сверхзвуковой скорости потока в диффузорном участке сопла. В этом случае будет происходить перерасход перегретой воды, который не влияет на эффективность деаэрации, а приводит к снижению экономичности работы деаэрата перегретой воды.

Для повышения экономичности работы деаэрата перегретой воды целесообразно осуществлять регулирование расхода перегретой воды, подаваемой через коническое сопло, по содержанию растворенного кислорода в деаэрированной воде и скорости движения пароводяной смеси в цилиндрическом участке сопла. Для этого предлагается установить в деаэраторной установке регулятор расхода воды и соединить его с датчиком содержания в воде O_2 . Датчик содержания в воде O_2 установить на трубопроводе отвода деаэрированной воды. Регулятор соединить с датчиком скорости движения пароводяного потока и с регулирующим органом, установленным на трубопроводе подвода перегретой воды. При этом датчик скорости установить на цилиндрическом участке сопла переменного поперечного сечения [370].

На рис. 6.11 представлена схема деаэрационной установки с регулированием процесса деаэрации воды.

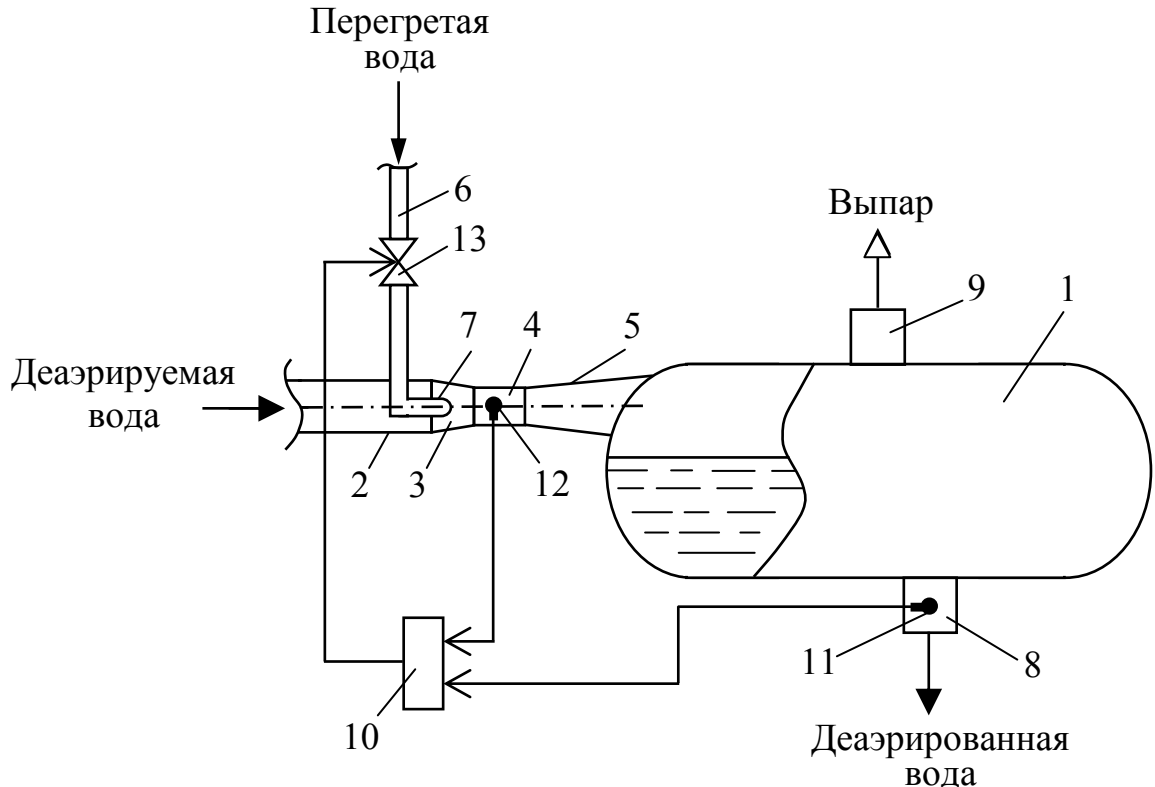


Рис. 6.11. Схема деаэрационной установки с регулированием процесса деаэрации воды:

1 – корпус; 2 – трубопровод подвода деаэрируемой воды; 3, 4, 5 – конфузурный, цилиндрический и диффузорный участки сопла переменного поперечного сечения соответственно; 6 – трубопровод подвода перегретой воды; 7 – коническое сопло; 8 – трубопровод отвода деаэрированной воды; 9 – трубопровод отвода выпара; 10 – регулятор расхода перегретой воды; 11 – датчик содержания растворенного кислорода; 12 – датчик скорости движения пароводяного потока; 13 – регулирующий орган

Работа деаэратора перегретой воды, изображенного на рис. 6.11, осуществляется следующим образом. Поток деаэрируемой воды подается по трубопроводу 2 в сопло переменного поперечного сечения, присоединенное к корпусу. На конфузурном участке 3 в поток деаэрируемой воды по трубопроводу 6 через коническое сопло 7 подается перегретая вода. Высокая скорость истечения перегретой воды из конического сопла 7 обуславливает повышение скоростного напора и снижение статического давления, которое становится равным давлению насыщения при температуре деаэрируемой воды на входе

в установку. Образуется устойчивая паровая фаза в конце конфузорного участка 3, вследствие вскипания общей массы воды на входе в цилиндрический участок 4. Объем потока увеличивается и на входе в участок 4 скорость пароводяной смеси достигает скорости звука в данной среде. Затем в цилиндрическом участке 4 происходит выравнивание температурных и скоростных полей по сечению высокоскоростного потока.

Дальнейшее снижение давления на участке 5 обуславливает возрастание скорости потока до сверхзвуковой. Достижение сверхзвуковой скорости приводит к повышению интенсивности процесса кипения и турбулизации потока, возрастает поверхность массообмена, что повышает эффективность работы деаэрационной установки.

В процессе работы деаэратора перегретой воды осуществляется непрерывное измерение содержания растворенного кислорода в деаэрированной воде датчиком 11 и скорости движения пароводяного потока в цилиндрическом участке 4 датчиком 12. Сигналы от датчиков 11 и 12 поступают на вход регулятора 10 расхода перегретой воды. Выход регулятора 10 соединен с регулирующим органом 13 расхода перегретой воды, установленным на трубопроводе 6. В случае, когда концентрация O_2 в деаэрированной воде превысит заданное значение, то по сигналу от 11 регулятором 10 вырабатывается сигнал на увеличение расхода перегретой воды. Сигнал регулятора 10 воздействует на регулирующий орган 13, который увеличивает расход перегретой воды. Увеличением расхода перегретой воды добиваются увеличения скорости пароводяного потока в цилиндрическом участке 4. И в момент, когда скорость пароводяного потока в цилиндрическом участке 4 станет равной скорости звука в данной среде, по сигналу от датчика 12 регулятором 10 будет вырабатываться командный сигнал на прекращение увеличения расхода перегретой воды, воздействующий на регулирующий орган 13.

При возникновении обратной ситуации, когда концентрация O_2 в деаэрированной воде будет ниже заданного значения, системой регулирования осуществляется уменьшение расхода перегретой воды, тем самым обеспечивается качественная деаэрация воды при минимальных затратах. При этом для обеспечения заданного значения концентрации O_2 в деаэрированной во-

де скорость пароводяного потока в цилиндрическом участке 4 должна быть равна скорости звука в данной среде. Выпар из корпуса 1 отводится по трубопроводу 9, а деаэрированная вода - по трубопроводу 8.

Таким образом, установка регулятора расхода перегретой воды, позволяет при разных расходах исходной деаэрируемой воды устанавливать минимальный расход перегретой воды, необходимый для осуществления эффективной дегазации исходной деаэрируемой воды, что повышает экономичность работы вакуумно-кавитационного деаэратаора.

6.6. Выводы по главе 6

1. На Самарской ТЭЦ выполнено обследование режимов работы вакуумных деаэраторов конструкции НПО ЦКТИ - СЗЭМ. Было установлено, что деаэраторы обладают пониженной эффективностью работы на повышенных нагрузках. В отопительном сезоне 2008-2009 г.г. расход подпиточной воды тепловой сети изменялся от 3300 до 6120 м³/ч. Нагрузка (фактическая производительность) установленных на ТЭЦ шести деаэраторов при концентрации кислорода в воде 50 мкг/дм³ составляет 4410 м³/ч. Паспортная (номинальная) производительность шести деаэраторов равна 6000 м³/ч, т. е. отклонение (дефицит) от нормативного расхода равен 1590 м³/ч.

2. Выполнен конструктивный тепловой расчет деаэратаора ДВ-800 конструкции НПО ЦКТИ-СЗЭМ, разработаны предложения по совершенствованию конструкции вакуумного типа ДВ-800 и произведена его модернизация по патенту на изобретение Российской Федерации № 2558109.

3. Выполнены натурные тепловые испытания деаэратаора ДВ-800 ст. № 5 Самарской ТЭЦ после проведения модернизации (ноябрь 2008 г.). Анализ данных тепловых испытаний показал, что после модернизации деаэратаор устойчиво работает в диапазоне нагрузок от 300 т/ч до 1100 т/ч (137,5%). При этом концентрация кислорода в деаэрированной подпиточной воде не превышает нормированное значение 50 мкг/дм³.

4. Усовершенствована конструкция вакуумно-кавитационного деаэратаора подпиточной воды тепловой сети, установленного на Центральной отопительной котельной (ЦОК) Самарской ГРЭС, путем дополнительной установ-

ки в паровом пространстве корпуса деаэратора напротив каждого кавитационно-разгонного устройства (КРУ) отражательного экрана (патент на изобретение РФ № 2476767) и конического сопла в конфузорном участке КРУ для дополнительного подвода перегретой воды (патент на изобретение РФ № 2321545). Принцип действия деаэратора основан на явлении кавитации в движущемся потоке жидкости. Выполнены обследования деаэраторов ЦОК Самарской ГРЭС на различных режимах работы. Установлено, что в настоящее время деаэраторы работают достаточно эффективно. Средние значения концентраций O_2 в деаэрированной подпиточной воде равны: 5,9; 5,0; 29,7; 11,75 мкг/дм³ для деаэратора ст. № 1, 2, 3, 4 соответственно.

5. Для обеспечения эффективной деаэрации воды в вакуумно-кавитационном деаэраторе при минимальных энергетических затратах предложено осуществлять регулирование расхода перегретой воды (установление минимального расхода перегретой воды), подаваемой через коническое сопло, в зависимости от скорости пароводяного потока в цилиндрическом участке сопла переменного сечения и концентрации кислорода в деаэрированной воде, отводимой из деаэратора (патент на изобретение Российской Федерации № 2450976).

6. Для повышения эффективности деаэрации воды в вакуумно-кавитационном деаэраторе на переменных режимах его работы предложено между диффузорным участком сопла переменного поперечного сечения и корпусом деаэратора дополнительно установить ступенчатую камеру Эйфеля (патент на изобретение Российской Федерации № 2488741). Это обеспечит высокую интенсивность процессов турбулизации и массообмена в потоке и вследствие этого повысит интенсивность процесса десорбции газов из деаэрируемой воды в деаэраторе.

Глава 7. АНАЛИЗ РАБОТЫ ДЫМОВЫХ ТРУБ ТЭС С ВЕНТИЛИРУЕМЫМ ВОЗДУШНЫМ КАНАЛОМ

7.1. Способы утилизации теплоты вентилируемого воздуха дымовых труб ТЭС

В некоторых конструкциях железобетонных дымовых труб с целью повышения надежности их работы вместо тепловой изоляции между железобетонным стволом и футеровкой, образующей газоотводящий канал, создан воздушный вентилируемый кольцевой канал. Во избежание растрескивания футеровки подаваемый в воздушный канал дымовой трубы воздух подогревают в калорифере до требуемой температуры, которую принимают из условия получения допустимого перепада температур в конструкции футеровки [50, 264, 270, 327].

На Самарской ТЭЦ ОАО «Волжская ТГК» (с 2016 г. филиал «Самарский» ПАО «Т Плюс») установлено пять энергетических котлов типа БКЗ-420-140 НГМ (ст. №№ 1-5), восемь водогрейных котлов типа ПТВМ-100 (ст. №№ 1-3) и КВГМ-180-150-2 (ст. №№ 4-8), основным топливом является природный газ. Продукты сгорания от энергокотлов ст. №№ 4, 5 и водогрейных котлов ст. №№ 4-8 отводятся в атмосферу через дымовую трубу ст. № 2 высотой 240 м. Температура уходящих газов составляет 130 °С. Дымовая труба ст. № 2 конструктивно состоит из несущего железобетонного ствола и внутренней кислотостойкой футеровки, разделенных воздушным вентилируемым кольцевым каналом переменной ширины. Футеровка выполнена из кирпича кислотоупорного прямого и радиального I сорта на кислотоупорном растворе марки 200. В основании трубы (на отметке 0 м) наружный диаметр ствола равен 24,1 м, толщина его стенки – 600 мм. Внутренний диаметр в оголовке трубы равен 8,4 м, в основании – 20,8 м. На отметке 5 м железобетонный ствол имеет два окна для газоходов размером 16700×8800 мм. Начиная с высоты 5 м дымовая труба имеет воздушный канал. На высоте 5 м ширина канала составляет 490 мм, на высоте 25 м – 380 мм. С высотой ширина канала постепенно уменьшается, причем до $H=150$ м его ширина больше толщины не-

сущего монолита трубы. На высоте 220 м толщина стенки ствола – 200 мм, ширина канала – 60 мм. На высоте 236,5 м в железобетонном стволе имеются 12 вентиляционных окон с ветрозащитными коробами. На отметках 56 и 176 м в железобетонном стволе и в футеровке выполнены смотровые окна размером 640×350 мм – в стволе и 400×250 мм – в футеровке.

Для защиты железобетонного ствола от коррозии необходимо, чтобы статическое давление в воздушном канале по всей его высоте было больше давления в газоотводящем канале. Разность этих давлений называют противодавлением. Противодействие создается путем поступления в воздушный канал подогретого воздуха под действием принудительной вентиляции или за счет естественной тяги. Для подогрева воздуха и подачи его в канал предусмотрены две отопительные вентиляционные установки, причем каждая установка состоит из воздухозаборной камеры, калориферной и вентиляторной установок. Последняя включает вентилятор типа Ц4-76-10 производительностью 27000 м³/ч. Но несмотря на наличие вентиляторных установок, дымовая труба ст. № 2 Самарской ТЭЦ работает на режиме естественной вентиляции с подогревом воздуха, причем такой режим допускается при обеспечении противодействия между воздушным и газоотводящим каналами по высоте трубы. Возможность работы трубы на естественной вентиляции определяется по показаниям приборов. Согласно инструкции по эксплуатации дымовой трубы ст. № 2 статическое давление в воздушном канале должно быть на 5 кгс/м² (50 Па) больше, чем давление в газоотводящем канале. Для контроля перепада давления установлены два прибора, находящиеся в помещении КИП дымовой трубы, датчики от них размещены в дымовой трубе на отметках 41 и 236 м.

При аварийном режиме работы, выходе из строя вентиляционной установки (если труба работает на режиме принудительной подачи подогретого воздуха) или нарушении плотности футеровки, когда приборы фиксируют нулевой перепад давления между воздушным и газоотводящим каналами, вентиляционные окна в железобетонном стволе должны быть закрыты, а не-

исправности футеровки или вентиляционной установки устранены в кратчайший срок.

Согласно инструкции по эксплуатации дымовой трубы ст. № 2 температура воздуха, подаваемого в воздушный канал, назначается в зависимости от температуры наружного воздуха.

На отметках 41 и 236 м в дымовой трубе установлены датчики для определения перепада температур в конструкции футеровки. При перепаде температур, равном 90 °С на отметке 41 м и 100 °С на отметке 236 м, должны быть приняты меры по увеличению температуры воздуха, подаваемого в воздушный канал дымовой трубы.

Количество тепловой энергии в денежном выражении, затрачиваемое на подогрев воздуха, подаваемого в воздушный канал дымовой трубы, $T_{\text{сут}}$, тыс.руб./сут., в течение суток определяется по формуле [98, 106, 173]

$$T_{\text{сут}} = \frac{24 \cdot 10^{-6}}{4187} S_T L_B \rho c (t_{\text{г.в}} - t_{\text{н.в}}), \quad (7.1)$$

где S_T – себестоимость тепловой энергии, руб./Гкал; $S_T = 780,5$ руб./Гкал (по данным ОАО «Волжская ТГК»); L_B – объемный расход воздуха, м³/ч; $t_{\text{н.в}}$ и $t_{\text{г.в}}$ – температура воздуха соответственно на входе в калорифер (наружного) и на выходе из него (подогретого), °С; ρ – плотность воздуха, кг/м³, при $t_{\text{ср}} = 0,5(t_{\text{н.в}} + t_{\text{г.в}})$; c – удельная массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К).

Значения $t_{\text{г.в}}$ в зависимости от $t_{\text{н.в}}$ для дымовых труб при температуре уходящих газов 130 °С приведены в табл. 7.1 [270].

Таблица 7.1

Значения температуры подогретого воздуха в зависимости от температуры наружного воздуха

Температура наружного воздуха, °С	-20	-10	0	+10	+20
Температура подогретого воздуха, °С	85	80	70	60	50

Анализ результатов расчетов температурных полей показал, что для

зимнего режима температура воздуха на выходе из воздушного канала дымовой трубы равна его температуре на входе в воздушный канал. Тогда суточная потеря теплоты в денежном выражении с отводимым из воздушного канала дымовой трубы подогретым воздухом будет равна $T_{\text{сут}}$.

Среднее значение величины $T_{\text{сут}}$ можно рассчитать по формуле (7.1):

$$(T_{\text{сут}})_{\text{ср}} = \frac{24 \cdot 10^{-6}}{4187} 780,5 \cdot 54000 \cdot 1,146 \cdot 1 \cdot (66,2 - 3,8) = 17,276 \text{ тыс.руб./сут.}$$

где 3,8 °С – среднегодовая температура наружного воздуха для г. Самары; 66,2 °С – температура подогретого воздуха, подаваемого в воздушный канал дымовой трубы, соответствующая $t_{\text{н.в}} = 3,8$ °С (см. табл. 7.1).

Таким образом, годовые затраты на подогрев воздуха, подаваемого в воздушный канал дымовой трубы ст. № 2 Самарской ТЭЦ, в среднем составляют $17,276 \cdot 365 = 6305,74$ тыс.руб./год.

Следовательно, недостатком котельных установок, в которых дымовые газы выбрасываются в верхние слои атмосферы через дымовую трубу с воздушным каналом, является то, что подогретый воздух из воздушного канала дымовой трубы отводится в атмосферу, то есть теряется его теплота. Для устранения этого недостатка предложено выходящий из воздушного канала дымовой трубы подогретый воздух направлять в короб подвода воздуха к калориферу, то есть осуществлять его рециркуляцию [98, 106, 114, 173, 352]. Причем с целью уменьшения охлаждения подогретого воздуха, которое может происходить при его отводе из воздушного канала дымовой трубы в короб подвода воздуха к калориферу, предложено установить в воздушном канале дымовой трубы две вертикальные перегородки, разделяющие его на две равные части, а также разместить кольцевой короб отвода подогретого воздуха из одной части воздушного канала дымовой трубы в его другую часть.

Предложенный способ утилизации теплоты выходящего из воздушного канала дымовой трубы подогретого воздуха осуществляется следующим образом (рис. 7.1). Первоначально холодный воздух, забираемый из атмосферы,

по патрубку 10 подается в короб 9. По коробу 9 холодный воздух направляется в калорифер 6, в котором подогревается до необходимой температуры и вентилятором 7 подается в воздушный канал дымовой трубы.

В воздушном канале подогретый в калорифере воздух сначала движется вверх по одной его части, выходит из нее через вентиляционные окна, имеющиеся в железобетонном стволе 1, и поступает в кольцевой короб 8. Посредством кольцевого короба подогретый воздух подается в другую часть воздушного канала, по которой он движется вниз, выходит из нее через вентиляционное окно, имеющееся в железобетонном стволе 1, и поступает в короб 9.

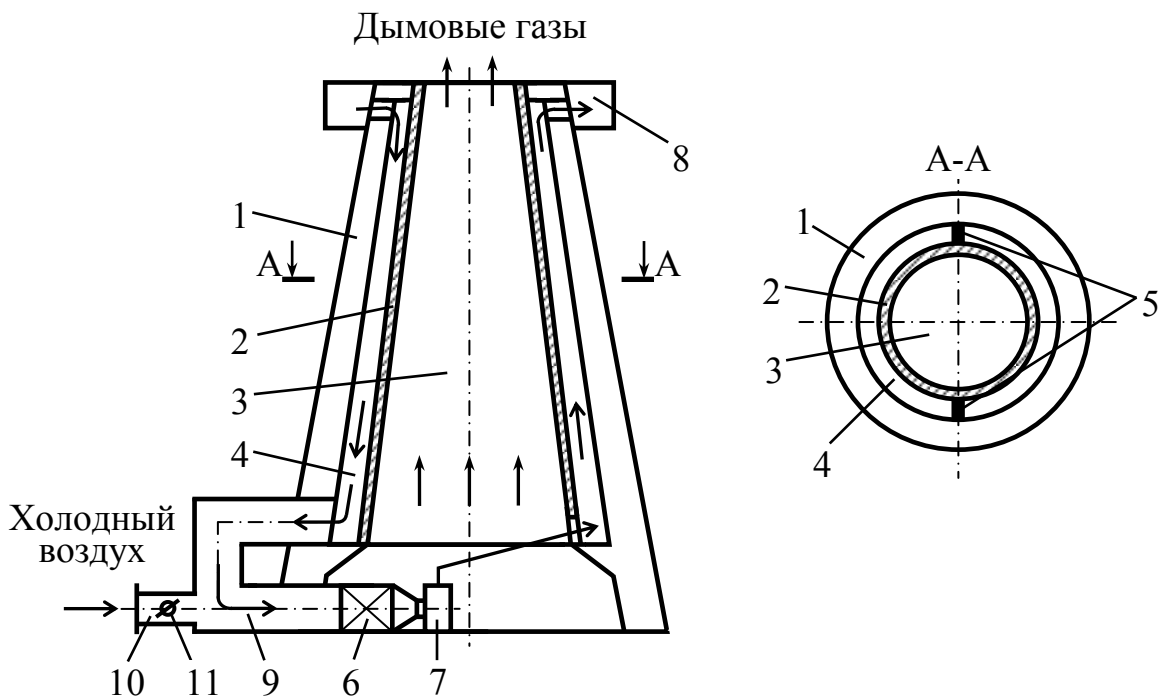


Рис. 7.1. Дымовая труба с воздушным каналом, в которой осуществляется рециркуляция подогретого в калорифере воздуха: 1 – железобетонный ствол; 2 – футеровка; 3 – газоотводящий канал; 4 – воздушный канал; 5 – вертикальные перегородки; 6 – калорифер; 7 – вентилятор; 8 – кольцевой короб; 9 – короб подвода воздуха к калориферу; 10 – патрубок; 11 – регулирующий орган

В обеих частях воздушного канала по всей его высоте вентилятором 7 поддерживается статическое давление, превышающее давление в газоотводящем канале 3. Тем самым предотвращается фильтрация и диффузия агрессивных компонентов, содержащихся в дымовых газах, к железобетонному стволу 1, который тем самым защищается от коррозии. Но в связи с этим

часть подогретого воздуха через неплотности в футеровке 2 будет поступать в газоотводящий канал 3. Кроме того, некоторое количество подогретого воздуха будет теряться через неплотности, возможно, имеющиеся в других частях воздушного тракта. Поэтому в короб 9 для восполнения потерь поступающего в него подогретого воздуха по патрубку 10 подается холодный воздух, расход которого изменяется регулирующим органом 11.

Образующийся таким образом охлажденный поток воздуха по коробу 9 направляется в калорифер 6, в котором его температура повышается до требуемого значения, и далее поступает в воздушный канал дымовой трубы. При уменьшении расхода холодного воздуха, подаваемого в короб 9 по патрубку 10, уменьшается расход греющего теплоносителя, поступающего в калорифер 6. Уменьшение расхода греющего теплоносителя осуществляется в связи с тем, что температура охлажденного воздуха, подаваемого в калорифер, превышает температуру холодного воздуха, подаваемого в калорифер первоначально.

В работах [173, 353, 355, 356] предложено подогретый воздух после воздушного канала дымовой трубы направлять в котельный агрегат для горения топлива. Количество теплоты Q , кВт, затрачиваемое на нагрев воздуха в калорифере определяется по формуле

$$Q=L_{в}\rho c(t_{г.в} - t_{н.в})/3600.$$

Расход дутьевого воздуха энергетического котла БКЗ-420-140 НГМ при его номинальной паропроизводительности 420 т/ч при работе на газе составляет 385,27 тыс.м³/ч [173]. Дутьевой воздух перед подачей в топку котла подается в воздухоподогреватель при температуре 30 °С, то есть после его предварительного подогрева в калорифере. Следовательно, отношение количества теплоты $Q_{в.кан}$, кВт, затрачиваемого на нагрев наружного воздуха перед его подачей в воздушный канал дымовой трубы, к количеству теплоты $Q_{д.в}$, кВт, затрачиваемому на нагрев дутьевого (наружного) воздуха перед подачей его в воздухоподогреватель котла, составляет:

$$\frac{Q_{\text{в.кан}}}{Q_{\text{д.в}}} = \frac{54000 \cdot 1,146 \cdot (66,2 - 3,8)}{385270 \cdot 1,218 \cdot (30 - 3,8)} = 0,314.$$

При этом выполнение в вертикальных перегородках, установленных в воздушном канале дымовой трубы, отверстий (рис. 7.2) позволяет отказаться от установки кольцевого короба для отвода подогретого воздуха из одной части воздушного канала дымовой трубы в другую его часть [355].

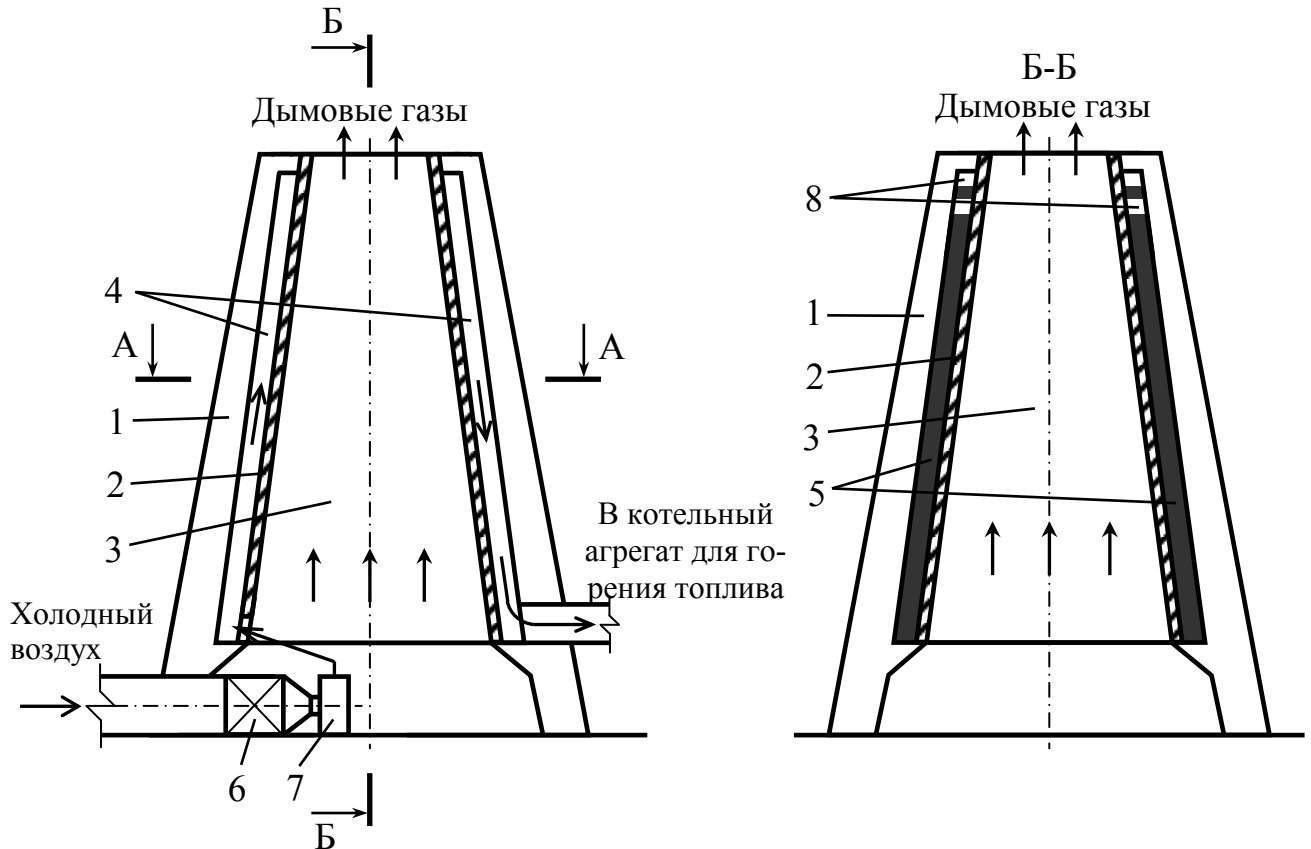


Рис. 7.2. Конструкция дымовой трубы с воздушным каналом: 1 – железобетонный ствол; 2 – футеровка; 3 – газоотводящий канал; 4 – воздушный канал; 5 – вертикальные перегородки; 6 – калорифер; 7 – вентилятор; 8 – отверстия в вертикальных перегородках; сечение А-А – то же, что и на рис. 7.1

Для повышения надежности дымовой трубы необходимо исключить конденсацию водяных паров из уходящих газов на внутренней поверхности футеровки. Для этого целесообразно снизить влагосодержание, а следовательно, и точку росы дымовых газов, движущихся в пристенном слое газоотводящего канала дымовой трубы, путем подачи в пристенный слой дымовых газов подогретого воздуха из воздушного канала.

Известно, что уходящие продукты сгорания природного газа при коэф-

фициентах избытка воздуха $1,25 \div 1,35$ имеют влагосодержание $0,12 \div 0,111$ кг/кг с.г. (точка росы газов $t_{p, \text{газов}} = 55,3 \div 54$ °С), а влагосодержание подогретого атмосферного воздуха, движущегося в воздушном канале дымовой трубы, равно $0,01$ кг/кг с.в. Подмешивание $30 \div 20\%$ по объему воздуха к уходящим газам позволяет снизить их влагосодержание до $0,05 \div 0,06$ кг/кг с.г. и одновременно снизить точку росы до $41 \div 45$ °С, а подмешивание 50% по объему воздуха к уходящим газам позволяет снизить их точку росы до 37 °С. Снижение точки росы дымовых газов, движущихся в пристенном слое газоотводящего канала, исключает выпадение из них конденсата водяных паров на внутренней поверхности футеровки дымовой трубы, что повышает ее надежность.

Предложено подогретый воздух после воздушного канала дымовой трубы, разделенного установленными в нем двумя вертикальными перегородками на две части, подавать в пристенный слой дымовых газов посредством кольцевого перфорированного коллектора переменного поперечного сечения, установленного в основании газоотводящего канала дымовой трубы и соединенного с воздушным каналом [98, 357].

В работах [98, 363] предложено подогретый воздух из воздушного канала подавать в пристенный слой дымовых газов через отверстия, выполненные в футеровке дымовой трубы. При этом отверстия в футеровке целесообразно выполнить под углом $50 \div 60^\circ$ к горизонту для того, чтобы выходящие из них потоки подогретого воздуха двигались вдоль поверхности футеровки в направлении движения дымовых газов, и в шахматном порядке для более равномерной подачи подогретого воздуха из воздушного канала в пристенный слой дымовых газов, движущихся по газоотводящему каналу. Кроме того, отверстия в футеровке дымовой трубы целесообразно выполнить прямоугольными, а их основания расположить горизонтально для того, чтобы выходящие из отверстий потоки подогретого воздуха настилали большую площадь внутренней поверхности футеровки. Причем площади прямоугольных отверстий необходимо выполнить равномерно уменьшающимися по ходу

движения подогретого воздуха в воздушном канале для того, чтобы скорости настилающих потоков подогретого воздуха на выходе из отверстий были одинаковы, что позволит осуществить равномерное подмешивание воздуха к движущимся в пристенном слое дымовым газам.

7.2. Расчет экономической эффективности утилизации теплоты вентилируемого воздуха

При осуществлении рециркуляции подогретого в калорифере воздуха эффективно используется содержащаяся в нем теплота, так как в этом случае уменьшается расход поступающего в калорифер греющего теплоносителя, т.е. снижаются затраты на осуществление надежной работы дымовой трубы. Кроме того, за счет деления воздушного канала дымовой трубы на две части в него подается меньшее количество подогретого воздуха, что также снижает расход греющего теплоносителя, который поступает в калорифер для подогрева воздуха, подаваемого в воздушный канал дымовой трубы.

Для определения температуры охлажденного потока воздуха, поступающего в калорифер, запишем уравнение (рис. 7.3):

$$L_B c_{\text{ОХЛ.В}} \rho_{\text{ОХЛ.В}} t_{\text{ОХЛ.В}} = L_{\text{Х.В}} c_{\text{Н.В}} \rho_{\text{Н.В}} t_{\text{Н.В}} + L'_B c_{\text{Г.В}} \rho_{\text{Г.В}} t_{\text{Г.В}}, \quad (7.2)$$

где $c_{\text{ОХЛ.В}}$, $\rho_{\text{ОХЛ.В}}$, $c_{\text{Н.В}}$, $\rho_{\text{Н.В}}$ и $c_{\text{Г.В}}$, $\rho_{\text{Г.В}}$ – удельная массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К), и плотность воздуха, кг/м³, при температуре $t_{\text{ОХЛ.В}}$, $t_{\text{Н.В}}$ и $t_{\text{Г.В}}$ соответственно.

Учитывая, что $L_{\text{Х.В}} \rho_{\text{Н.В}} = \delta L_B \rho_{\text{ОХЛ.В}}$ и $L'_B \rho_{\text{Г.В}} = (1 - \delta) L_B \rho_{\text{ОХЛ.В}}$ получим формулу для определения $t_{\text{ОХЛ.В}}$:

$$t_{\text{ОХЛ.В}} = \frac{\delta c_{\text{Н.В}} t_{\text{Н.В}} + (1 - \delta) c_{\text{Г.В}} t_{\text{Г.В}}}{c_{\text{ОХЛ.В}}}, \quad (7.3)$$

где δ – доля подогретого воздуха, теряемого через неплотности в воздушном тракте, от общего расхода воздуха, поступающего в калорифер.

Значения $t_{\text{ОХЛ.В}}$, $T_{\text{СУТ}}$ и $T_{\text{ГОД}}$ при среднегодовой температуре наружного

воздуха для г. Самара, равной 3,8 °С, в зависимости от δ приведены в табл. 7.2.

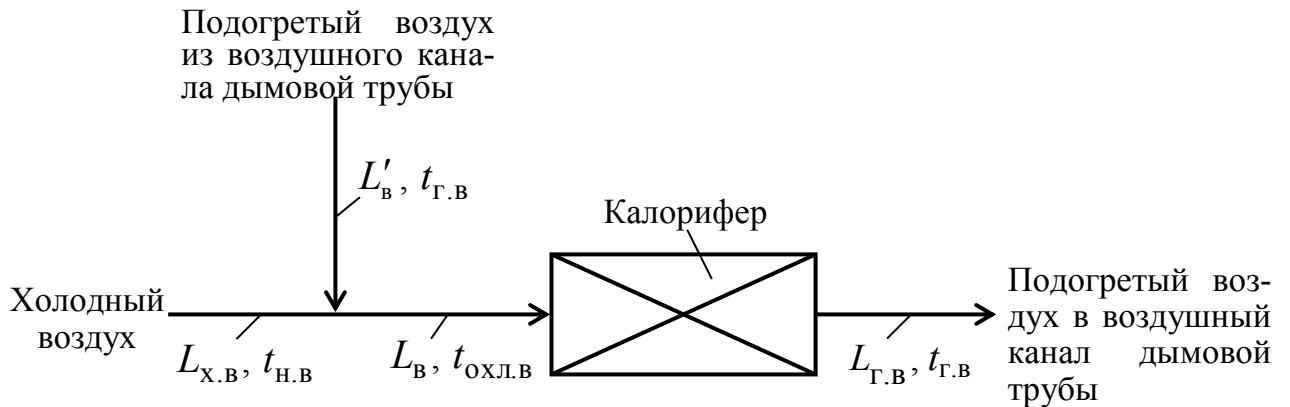


Рис. 7.3. Схема для определения температуры поступающего в калорифер охлажденного потока воздуха

Таблица 7.2

Значения $t_{\text{охл.в}}$, $T_{\text{сут}}$ и $T_{\text{год}}$ при среднегодовой температуре наружного воздуха в зависимости от δ

	δ					
	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
$t_{\text{охл.в}}, ^\circ\text{C}$	63	60	56,8	53,7	50,6	47,5
$T_{\text{сут}}, \text{тыс.руб./сут.}$	0,4071	0,7912	1,2046	1,6085	2,0169	2,429
$T_{\text{год}}, \text{тыс.руб./год}$	148,592	288,788	439,679	587,103	736,169	886,585

Величина $t_{\text{охл.в}}$ при различных значениях δ определяется следующим образом. При предварительно принятом значении $t_{\text{охл.в}}$ (при $t_{\text{охл.в}}^{\text{пр}}$) определяется $c_{\text{охл.в}}$ и по ниже представленной формуле вычисляется расчетное значение температуры охлажденного потока воздуха, поступающего в калорифер:

$$t_{\text{охл.в}}^{\text{расч}} = \frac{\delta \cdot c_{\text{н.в}} \cdot 3,8 + (1 - \delta) \cdot c_{\text{г.в}} \cdot 66,2}{c_{\text{охл.в}}}$$

Если $|t_{\text{охл.в}}^{\text{пр}} - t_{\text{охл.в}}^{\text{расч}}| < 0,5 \text{ } ^\circ\text{C}$, т.е. если разность между принятой и расчетной значениями температуры охлажденного потока воздуха получается меньше 0,5 °С, то в этом случае расчетное значение температуры охлажденного потока воздуха принимается равным ее действительному значению.

Расчеты упрощаются поскольку удельная массовая теплоемкость воздуха при температурах, изменяющихся в пределах от 0 до 60 °С, равна 1,005 кДж/(кг·К) [162].

Величина $T_{\text{сут}}$, тыс.руб./сут., определялась по представленной ниже формуле с учетом того, что дымовая труба с вертикальными перегородками, установленными в воздушном канале и разделяющими его на две равные части, работает на режиме принудительной подачи подогретого воздуха, т.е. подогретый в калорифере воздух в воздушный канал дымовой трубы подается вентилятором производительностью 27000 м³/ч:

$$T_{\text{сут}} = \frac{24 \cdot 10^{-6}}{4187} \cdot 780,5 \cdot 27000 \cdot \rho \cdot c \cdot (66,2 - t_{\text{охл.в}}).$$

Для определения потери давления на трение при движении подогретого воздуха по одной части воздушного канала дымовой трубы последний был разделен по высоте на 12 расчетных участков.

Потеря давления на трение $\Delta p_{\text{тр}}$, Па, на расчетном участке воздушного канала дымовой трубы определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_3} \cdot \frac{\rho v^2}{2}, \quad (7.4)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; d_3 – эквивалентный диаметр расчетного участка, м; l – длина расчетного участка, м; v – скорость движения воздуха, м/с; ρ – плотность воздуха, кг/м³, при $t_{\text{г.в}} = 66,2$ °С $\rho = 1,041$ кг/м³ [162].

Коэффициент гидравлического трения при числе Рейнольдса $Re = v d_3 / \nu > 4000$ определяется по формуле Альтшуля [161, 268]

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{k_3}{d_3} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{k_3}{d_3} + \frac{68 \nu}{v d_3} \right)^{0,25}, \quad (7.5)$$

где k_3 – эквивалентная шероховатость стенок воздуховода, м; $k_3 = 0,005$ м [50]; ν – кинематический коэффициент вязкости воздуха, м²/с; при $t_{\text{г.в}} = 66,2$ °С $\nu = 1,962 \cdot 10^{-5}$ м²/с [162].

Так как дымовая труба имеет коническую форму, то средние внутренний

и наружный диаметры $d_{\text{ср}}$, $D_{\text{ср}}$ расчетного участка воздушного канала дымовой трубы могут быть определены по следующим формулам [329]:

$$d_{\text{ср}} = \frac{2d_{1\text{В}}d_{1\text{Н}}}{d_{1\text{В}} + d_{1\text{Н}}}, \quad D_{\text{ср}} = \frac{2d_{2\text{В}}d_{2\text{Н}}}{d_{2\text{В}} + d_{2\text{Н}}},$$

где индексы "1" и "2" означают соответственно внутренний и наружный, а "в" и "н" – верхний и нижний диаметры расчетного участка воздушного канала дымовой трубы.

Эквивалентный диаметр расчетного участка воздушного канала дымовой трубы принимается равным удвоенной ширине канала [327]:

$$d_{\text{э}} = 2\delta_{\text{ср}} = 2 \frac{D_{\text{ср}} - d_{\text{ср}}}{2} = D_{\text{ср}} - d_{\text{ср}}, \quad (7.6)$$

где $\delta_{\text{ср}} = (D_{\text{ср}} - d_{\text{ср}})/2$ – средняя ширина расчетного участка воздушного канала дымовой трубы.

Средняя площадь поперечного сечения F , м^2 , расчетного участка воздушного канала дымовой трубы определяется по формуле

$$F = \frac{\pi}{8} (D_{\text{ср}}^2 - d_{\text{ср}}^2) = 0,3925 (D_{\text{ср}}^2 - d_{\text{ср}}^2). \quad (7.7)$$

Зная F , можно определить среднюю скорость v , м/с , движения подогретого воздуха по расчетному участку воздушного канала дымовой трубы по формуле

$$v = L_{\text{в}} / F, \quad (7.8)$$

где $L_{\text{в}}$ – объемный расход воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$; $L_{\text{в}} = 27000/3600 = 7,5 \text{ м}^3/\text{с}$.

Результаты расчета потери давления на трение при движении подогретого воздуха по одной части воздушного канала дымовой трубы ст. № 2 Самарской ТЭЦ представлены в табл. 7.3.

Определено, что потеря давления на трение при движении подогретого воздуха по кольцевому коробу прямоугольного поперечного сечения, обрамляющему снаружи железобетонный ствол дымовой трубы на уровне имеющих в нем вентиляционных окон, равна 55,16 Па ($v = 15 \text{ м/с}$; $a \times b = 0,5 \times 0,5 \text{ м}$;

$d_3=0,5$ м; $l=15,7$ м; $k_3=0,0001$ м – для листовой стали [268]), а потеря давления на трение при движении подогретого воздуха по оставшемуся участку воздушного тракта (от выхода подогретого воздуха из второй части воздушного канала до входа его в первую часть воздушного канала дымовой трубы) равна 81,745 Па ($v=15$ м/с; $a \times b=625 \times 800$ мм; $d_3=0,702$ м; $l=35$ м; $k_3=0,0001$ м), причем эквивалентный диаметр прямоугольных воздуховодов определялся по формуле [133, 268]:

$$d_3 = 4 F_B / P_B = 2 a b / (a + b), \quad (7.9)$$

где F_B – площадь поперечного сечения воздуховода, м²; P_B – периметр воздуховода, м; a и b – размеры сторон прямоугольного воздуховода, м. Таким образом, общая потеря давления на трение при осуществлении рециркуляции подогретого в калорифере воздуха будет составлять

$$(\Delta p_{\text{тр}})_{\text{общ}} = 404,129 + 55,16 + 404,129 + 81,745 = 945,2 \text{ Па.}$$

Общая потеря давления p , Па, при движении подогретого воздуха по замкнутому контуру воздушного тракта дымовой трубы

$$p = (\Delta p_{\text{тр}})_{\text{общ}} + (\Delta p_{\text{м}})_{\text{общ}} + (\Delta p_{\text{с}})_{\text{общ}}, \quad (7.10)$$

где $(\Delta p_{\text{м}})_{\text{общ}}$ и $(\Delta p_{\text{с}})_{\text{общ}}$ – суммарная потеря давления в местных сопротивлениях и на преодоление самотяги соответственно.

Аэродинамическое сопротивление самотяги возникает вследствие того, что вынужденному движению нагретого воздуха на нисходящем участке канала противодействует подъемная сила, направленная вверх.

Значение $\Delta p_{\text{с}}$, Па, определяется по формуле:

$$\Delta p_{\text{с}} = \pm h g (\rho_0 - \rho), \quad (7.11)$$

где h – расстояние по вертикали между входом и выходом теплоносителя в теплообменник, м; g – ускорение свободного падения, м/с²; ρ и ρ_0 – средние плотности теплоносителя и окружающего воздуха, кг/м³. Знак плюс указывается при движении воздуха по воздушному каналу сверху вниз, знак минус – при движении воздуха снизу вверх. Это означает, что в первом случае общее

сопротивление движению воздуха увеличивается на Δp_c , а во втором – уменьшается на Δp_c . Если теплообменник не сообщается с окружающей средой (включен в замкнутую систему), то $\Delta p_c=0$ [131].

Таким образом, при осуществлении рециркуляции подогретого воздуха, то есть при движении воздуха по замкнутому контуру воздушного тракта дымовой трубы, не сообщаемого с окружающей средой, общая потеря давления на преодоление самотяги $(\Delta p_c)_{\text{общ}}=0$.

При подаче воздуха после нисходящего участка воздушного канала в котел для горения топлива для разных температур наружного воздуха с использованием данных, представленных на рисунках ПЕ.9-ПЕ.13 приложения Е, определено значение $(\Delta p_c)_{\text{общ}}$.

При этом средняя температура подогретого воздуха, движущегося по восходящему и нисходящему участкам воздушного канала дымовой трубы, определялась по формуле:

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_1 H_1 + t_2 H_2 + \dots + t_n H_n}{H_1 + H_2 + \dots + H_n}, \quad (7.12)$$

где t_i – температура движущегося по воздушному каналу подогретого воздуха на i -той отметке дымовой трубы, °С; $i=1, 2, \dots, n$; $n=21$; H_i – отметка дымовой трубы, м.

Получены следующие результаты:

при $t_n=-30$ °С $(\Delta p_c)_{\text{общ}}=-842,19+779,65=-62,54$ Па;

при $t_n=-15$ °С $(\Delta p_c)_{\text{общ}}=-669,16+648,32=-20,84$ Па;

при $t_n=-6,1$ °С $(\Delta p_c)_{\text{общ}}=-579,53+581,61=2,08$ Па;

при $t_n=15$ °С $(\Delta p_c)_{\text{общ}}=-387,74+439,86=52,12$ Па;

при $t_n=30$ °С $(\Delta p_c)_{\text{общ}}=-268,92+352,3=83,38$ Па.

Следовательно, общая потеря давления при движении воздуха по замкнутому контуру воздушного тракта газоотводящей трубы

$$p=(\Delta p_{\text{тр}})_{\text{общ}} + (\Delta p_{\text{м}})_{\text{общ}}=1,2(\Delta p_{\text{тр}})_{\text{общ}}=1,2 \cdot 945,2=1134 \text{ Па.}$$

Вследствие нагревания перемещаемого воздуха плотность его уменьша-

ется, причем в случае установки вентилятора за калорифером изменяются характеристики и сети, и вентилятора.

При одновременном и пропорциональном изменении этих характеристик рабочая точка перемещается по вертикали, в связи с чем изменяется давление, а производительность вентилятора остается неизменной [133].

Так как характеристика вентилятора типа Ц4-76-10 составлена для стандартных условий при $T_0 = 273 + 20 = 293$ К, то

$$p_0 = p \frac{T}{T_0} = 1134 \cdot \frac{273 + 66,2}{293} = 1313 \text{ Па.}$$

На характеристике вентилятора по данным $L = 27000$ м³/ч и $p_0 = 1313$ Па находим рабочую точку и определяем КПД вентилятора $\eta_B = 0,79$ и $\omega = 99$ рад/с ($n = 30 \omega / \pi = 946$ об/мин).

Мощность на валу электродвигателя, кВт, определяется по формуле

$$N = \frac{pL}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_B \eta_{II}}, \quad (7.13)$$

где η_{II} – КПД передачи; $\eta_{II} = 1$ при непосредственной насадке колеса вентилятора на вал электродвигателя [268].

$$N = \frac{1134 \cdot 27000}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,79 \cdot 1} = 11 \text{ кВт.}$$

Мощность, потребляемая электродвигателем из сети, определяется по формуле

$$N_c = \frac{k_3 N}{\eta_3}, \quad (7.14)$$

где k_3 – коэффициент запаса мощности, учитывающий не выявленные расчетом факторы; $k_3 = 1,1$ [268]; η_3 – КПД электродвигателя, $\eta_3 = 0,9$ [133].

$$N_c = \frac{1,1 \cdot 11}{0,9} = 13,4 \text{ кВт.}$$

Годовая стоимость электроэнергии из расчета 1,0397 руб. за 1 кВт·ч равна

$$13,4 \text{ кВт} \cdot 24 \frac{\text{ч}}{\text{сут}} \cdot 365 \frac{\text{сут}}{\text{год}} \cdot 1,0397 \cdot 10^{-3} \frac{\text{тыс.руб}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} = 122,044 \frac{\text{тыс.руб}}{\text{год}}.$$

Если принять, что $\delta=0,3$, то годовое количество тепловой энергии в денежном выражении, необходимое для нагрева охлажденного потока воздуха, подаваемого в воздушный канал дымовой трубы, будет равно 886,585 тыс. руб. (см. табл. 7.2). Следовательно, годовые затраты на осуществление надежной работы дымовой трубы будут составлять

$$122,044 + 886,585 = 1008,629 \text{ тыс.руб./год [98, 106, 173, 383].}$$

Таким образом, при осуществлении рециркуляции подогретого в калорифере воздуха экономия будет равна

$$6305,740 - 1008,629 = 5297 \text{ тыс.руб./год} = 5 \text{ млн. } 297 \text{ тыс.руб./год.}$$

Таблица 7.3

**Результаты расчета потери давления на трение при движении
подогретого воздуха по одной части
воздушного канала дымовой трубы ст. № 2 Самарской ТЭЦ**

№ уч.	d_{1H} , м	d_{2H} , м	d_{1B} , м	d_{2B} , м	l , м	d_{cp} , м	D_{cp} , м	d_3 , м	F , м ²	v , м/с	λ	Re	$\Delta p_{тр}$, Па
1	21,54	22,3	19,12	20,1	20	20,258	21,143	0,885	14,38	0,522	0,033	23524,08	0,107
2	19,12	20,1	17,16	18,1	20	18,087	19,048	0,961	14,0	0,536	0,033	26226,64	0,102
3	17,16	18,1	15,72	16,64	15	16,408	17,339	0,931	12,33	0,608	0,033	28858,73	0,101
4	15,72	16,64	14,62	15,5	15	15,15	16,05	0,9	11,018	0,681	0,033	31215,49	0,131
5	14,62	15,5	12,8	13,6	25	13,65	14,488	0,838	9,259	0,81	0,033	34612,74	0,334
6	12,8	13,6	11,68	12,4	20	12,214	12,972	0,758	7,493	1,001	0,033	38667,99	0,458
7	11,68	12,4	10,64	11,24	20	11,136	11,792	0,656	5,901	1,271	0,034	42478,53	0,874
8	10,64	11,24	9,6	10,08	20	10,093	10,628	0,535	4,353	1,723	0,035	46999,88	2,048
9	9,6	10,08	9,01	9,37	20	9,296	9,712	0,416	3,107	2,414	0,037	51238,13	5,447
10	9,01	9,37	8,72	8,96	20	8,863	9,16	0,298	2,107	3,56	0,04	54037,4	17,866
11	8,72	8,96	8,88	9	20	8,799	8,98	0,181	1,261	5,948	0,045	54778,44	92,467
12	8,88	9	8,88	9	16,5	8,88	9	0,12	0,842	8,906	0,05	54469,71	284,194
												Сумма:	404,129

7.3. Тепловой расчет дымовой трубы с вентилируемым каналом высотой 240 метров Самарской ТЭЦ

В настоящее время на тепловых электростанциях широко используются конструкции дымовых труб с воздушным каналом между железобетонным стволом и футеровкой, в который подаётся подогретый воздух. Таким образом, исключается возможность действия на железобетонный ствол агрессивных дымовых газов. Для повышения надёжности работы футеровки воздух, подаваемый в зазор, подогревается.

В работах [98, 106, 173, 352] предложены конструкции дымовых труб, в которых снижение тепловых потерь при обеспечении необходимых условий для их надёжной и долговечной работы осуществляется путём рециркуляции подогретого воздуха в кольцевом воздушном канале, разделенном перегородками на две части (рис. 7.4).

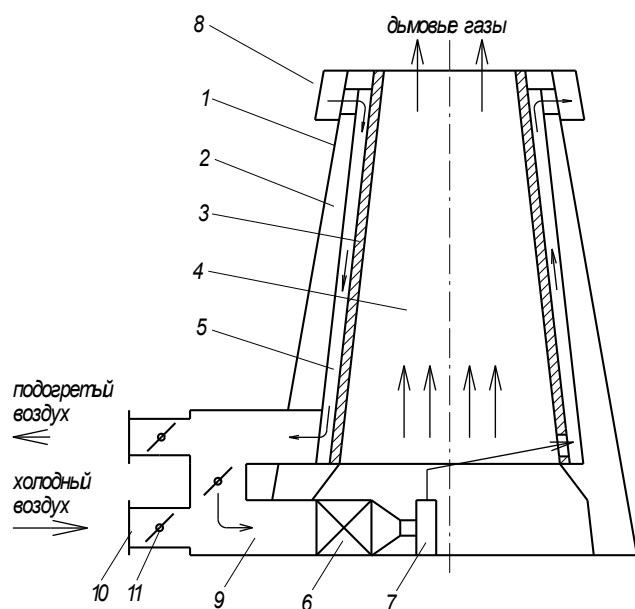


Рис. 7.4. Схема дымовой трубы с вентилируемым воздушным зазором: 1 – дымовая труба; 2 – железобетонный ствол; 3 – футеровка; 4 – газотводящий канал; 5 – воздушный канал; 6 – калорифер; 7 – вентилятор; 8 – воздушный короб в оголовке дымовой трубы; 9 – воздушный короб в основании дымовой трубы; 10 – патрубок подвода воздуха; 11 – регулирующий орган

Выполнен расчет дымовой трубы ст. № 2 Самарской ТЭЦ высотой 240 м, в результате которого установлено, что в исходном варианте затраты на подогрев воздуха, подаваемого в воздушный канал составляют 6,305 млн. руб в год. При рециркуляции подогретого в калорифере воздуха затраты будут составлять 1,008 млн.руб. в год, экономия в среднем будет равна 5 млн. 297 тыс.руб./год при себестоимости тепловой энергии 780,5 руб/Гкал (см. п. 7.2).

Для газотводящих труб

важно знать температурный режим их работы. От температурного режима во многом зависит надёжность работы газоотводящих труб, в связи с чем необходимо проводить тепловой расчёт дымовых труб данных конструкций.

Для оценки эффективности работы дымовых труб с вентилируемым воздушным зазором разработаны математический алгоритм и программа теплового расчёта на ПВЭМ взаимосвязанных процессов конвективного теплообмена уходящих газов, вентилируемого и окружающего воздуха и процессов теплопроводности в слое футеровки и наружном конструкционном слое основного железобетонного ствола для стационарных условий работы трубы. Выполнены вариантные численные расчёты. В качестве примера была рассмотрена дымовая труба ст. № 2 Самарской ТЭЦ высотой 240 м. Расчёт дымовой трубы проводился для расчётных температур наружного воздуха.

Расчётная температура наружного воздуха принята равной летом 28 °С, зимой -27 °С. Температура отводимых дымовых газов: минимальная 135 °С; номинальная 170 °С; максимальная 180 °С. Расход отводимых дымовых газов: минимальный 400 м³/с; номинальный 700 м³/с; максимальный 900 м³/с. Средняя температура наружного воздуха за отопительный период: -6,1°С.

Тепловой расчёт дымовой трубы с вентилируемым воздушным каналом (рис. 7.5) [50, 327] производился методом итераций последовательно по зонам высотой 10–5 м. В нашем случае расчёт проводился сверху вниз. Задаваясь температурой газов на выходе из дымовой трубы и температурой воздуха на выходе из воздушного канала I (она же температура воздуха на входе в воздушный канал II) производится расчёт всей дымовой трубы. В результате расчёта полученные значения температуры дымовых газов и температуры воздуха в воздушном канале I в основании дымовой трубы сравнивались с известной температурой газов на входе в дымовую трубу и температурой воздуха, подаваемого в воздушный канал I. В случае отклонения рассчитанных значений температур от действительных на величину более 0,01°С автоматически перезадавались температуры дымовых газов на выходе из трубы и воздуха на выходе из вентиляционного канала и расчёт производился заново.

Дымовую трубу в зависимости от её высоты условно разбивают на определённое количество зон, в пределах каждой из которых физические величины,

зависящие от температур воздуха и дымовых газов принимаются постоянными. Уравнения теплового баланса для расчёта каждой зоны запишем в следующем виде (в соответствии с обозначениями, приведёнными на рис. 7.5).

$$\left. \begin{aligned} Q_2 &= Q_{2k} + Q_4; \\ Q_{2k} &= Q_3 + Q_{3k}; \\ Q_5 &= Q_4 + Q_{3k}; \\ Q'_2 &= Q'_{2k} + Q'_4; \\ Q'_{2k} &= Q'_3 + Q'_{3k}; \\ Q'_5 &= Q'_4 + Q'_{3k}, \end{aligned} \right\} \quad (7.15)$$

где Q_1, Q'_1 – тепловой поток от газов к футеровке, Вт; Q_2, Q'_2 – тепловой поток через футеровку, Вт; Q_{2k}, Q'_{2k} – тепловой поток от внутренней стенки воздушного канала (футеровки) к воздуху, Вт; Q_3, Q'_3 – теплота, затраченная на нагрев воздуха, Вт; Q_{3k}, Q'_{3k} – тепловой поток от воздуха к наружной стенке воздушного канала (бетону), Вт; Q_4, Q'_4 – тепловой поток от внутренней стенки воздушного канала (футеровки) к наружной стенке воздушного канала (бетону), Вт; Q_5, Q'_5 – тепловой поток через бетон, Вт.

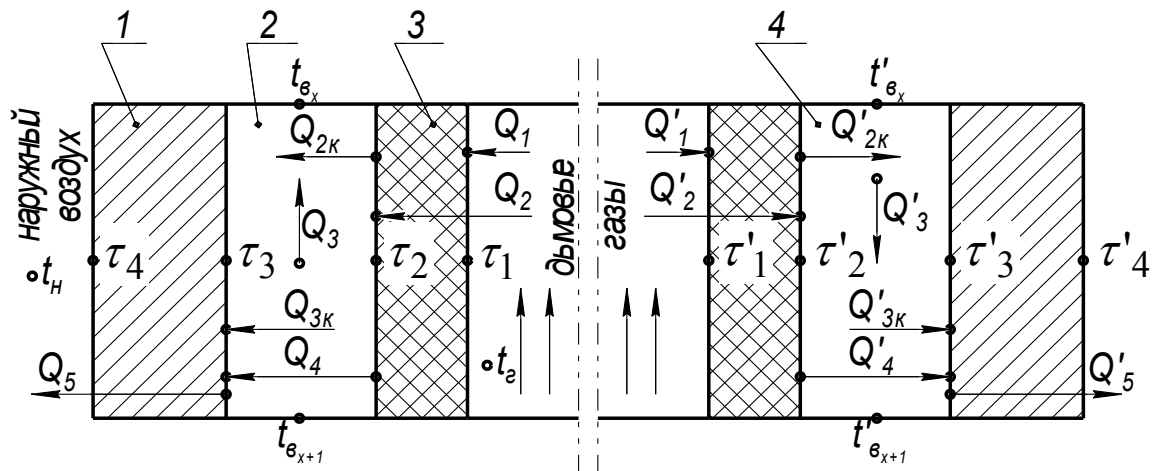


Рис. 7.5. Схема теплообмена в дымовой трубе с вентилируемым воздушным каналом: 1 – железобетонный ствол; 2 – воздушный канал I; 3 – футеровка; 4 – воздушный канал II

Подставляя $t_{2.c.p.}$, $t_{в.c.p.}$, $t'_{в.c.p.}$, $\alpha_{2.l}$, $\alpha'_{2.l}$ в (7.15) получим следующую систему нелинейных уравнений в развёрнутом виде:

$$\left. \begin{aligned}
 & k_1 \cdot \left(\frac{t_{\varepsilon_x} + t_{\varepsilon_{x+1}}}{2} - \tau_2 \right) \cdot \frac{F_1}{2} = \alpha_{2k} \cdot \left(\tau_2 - \frac{t_{\varepsilon_x} + t_{\varepsilon_{x+1}}}{2} \right) \cdot \frac{F_2}{2} + A_l \left[\left(\frac{273 + \tau_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + \tau_3}{100} \right)^4 \right] \cdot \frac{F_2}{2} \\
 & \alpha_{2k} \cdot \left(\tau_2 - \frac{t_{\varepsilon_x} + t_{\varepsilon_{x+1}}}{2} \right) \cdot \frac{F_2}{2} = G_\varepsilon \cdot c_p \cdot (t_{\varepsilon_x} - t_{\varepsilon_{x+1}}) + \alpha_{3k} \cdot \left(\frac{t_{\varepsilon_x} + t_{\varepsilon_{x+1}}}{2} - \tau_3 \right) \cdot \frac{F_3}{2} \\
 & k_2 \cdot (\tau_3 - t_n) \cdot \frac{F_4}{2} = A_l \left[\left(\frac{273 + \tau_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + \tau_3}{100} \right)^4 \right] \cdot \frac{F_2}{2} + \alpha_{3k} \cdot \left(\frac{t_{\varepsilon_x} + t_{\varepsilon_{x+1}}}{2} - \tau_3 \right) \cdot \frac{F_3}{2} \\
 & k_1 \cdot \left(\frac{t_{\varepsilon_x} + t_{\varepsilon_{x+1}}}{2} - \tau'_2 \right) \cdot \frac{F_1}{2} = \alpha'_{2k} \cdot \left(\tau'_2 - \frac{t'_{\varepsilon_x} + t'_{\varepsilon_{x+1}}}{2} \right) \cdot \frac{F_2}{2} + A_l \left[\left(\frac{273 + \tau'_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + \tau'_3}{100} \right)^4 \right] \cdot \frac{F_2}{2} \\
 & \alpha'_{2k} \cdot \left(\tau'_2 - \frac{t'_{\varepsilon_x} + t'_{\varepsilon_{x+1}}}{2} \right) \cdot \frac{F_2}{2} = G'_\varepsilon \cdot c'_p \cdot (t'_{\varepsilon_{x+1}} - t'_{\varepsilon_x}) + \alpha'_{3k} \cdot \left(\frac{t'_{\varepsilon_x} + t'_{\varepsilon_{x+1}}}{2} - \tau'_3 \right) \cdot \frac{F_3}{2} \\
 & k_2 \cdot (\tau'_3 - t'_n) \cdot \frac{F_4}{2} = A_l \left[\left(\frac{273 + \tau'_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + \tau'_3}{100} \right)^4 \right] \cdot \frac{F_2}{2} + \alpha'_{3k} \cdot \left(\frac{t'_{\varepsilon_x} + t'_{\varepsilon_{x+1}}}{2} - \tau'_3 \right) \cdot \frac{F_3}{2},
 \end{aligned} \right\} (7.16)$$

где k_1, k_2 – неполные коэффициенты теплопередачи, Вт/(м²·К); $\alpha_{2k}, \alpha'_{2k}$ – коэффициенты теплоотдачи конвекцией от внутренней стенки воздушного канала I и II (футеровки) к воздуху, Вт/(м²·К); $\alpha_{2л}, \alpha'_{2л}$ – коэффициент теплоотдачи излучением от внутренней стенки воздушного канала I и II (футеровки) к наружной стенке воздушного канала I и II (бетону), Вт/(м²·К); $\alpha_{3k}, \alpha'_{3k}$ – коэффициент теплоотдачи конвекцией от воздуха к наружной стенке воздушного канала I и II (бетону), Вт/(м²·К); $t_{\varepsilon, cp}$ – средняя температура дымовых газов в расчётной зоне, °С; $t_{\varepsilon_{x+1}}, t_{\varepsilon_x}$ – температура воздуха соответственно на входе и на выходе из расчётной зоны воздушного канала I; $t'_{\varepsilon_x}, t'_{\varepsilon_{x+1}}$ – температура воздуха соответственно на входе и на выходе из расчётной зоны воздушного канала II, °С; $t_{\varepsilon, cp}, t'_{\varepsilon, cp}$ – средняя температура воздуха в расчётной зоне воздушного канала I и II, °С; τ_2, τ_3 – температура соответственно поверхности футеровки и бетона со стороны воздушного канала I, °С; τ'_2, τ'_3 – температура соответственно поверхности футеровки и бетона со стороны воздушного канала II, °С; F_1, F_2, F_3, F_4 – соответственно площадь внутренней и наружной поверхности футерованной стенки и внутренней и наружной поверхности бетонной стенки дымовой трубы, м²; G_ε – расход воздуха в воздушном канале, кг/с; c_p, c'_p – теплоёмкости воздуха в воздушном канале I и II, Дж/(кг·К).

Для расчета k_1 и k_2 предварительно определяют коэффициенты теплоот-

дачи излучением от внутренней стенки воздушных каналов I и II (футеровки) к наружной стенке воздушных каналов I и II (бетону) по следующим формулам, Вт/(м²·К) [50]:

$$\alpha_{2л} = A_l \frac{\left(\frac{273 + \tau_2}{100}\right)^4 - \left(\frac{273 + \tau_3}{100}\right)^4}{\tau_2 - \tau_3}; \quad (7.17)$$

$$\alpha'_{2л} = A_l \frac{\left(\frac{273 + \tau'_2}{100}\right)^4 - \left(\frac{273 + \tau'_3}{100}\right)^4}{\tau'_2 - \tau'_3}, \quad (7.18)$$

где A_l – угловой коэффициент излучения.

Таким образом, получили систему шести уравнений (7.16) с семью неизвестными $t_{z_{x+1}}$, $t_{e_{x+1}}$, τ_2 , τ_3 , $t'_{e_{x+1}}$, τ'_2 , τ'_3 . Температура газов $t_{z_{x+1}}$ в конце расчётной зоны задаётся, с последующей проверкой. Так как система уравнений (7.13) нелинейная (имеются искомые величины τ_2 , τ_3 , τ'_2 , τ'_3 в четвёртой степени), то решить её методом подстановки не представляется возможным. Для решения данной нелинейной системы уравнений использовался метод Ньютона [269].

Проверка принятого в начале расчёта зоны значения $t_{z_{x+1}}$ производилась по условию

$$k_1 \cdot \left(\frac{t_{z_x} + t_{z_{x+1}}}{2} - \tau_2 \right) \cdot \frac{F_1}{2} + k_1 \cdot \left(\frac{t_{z_x} + t_{z_{x+1}}}{2} - \tau'_2 \right) \cdot \frac{F_1}{2} = G_z \cdot c_z (t_{z_{x+1}} - t_{z_x}), \quad (7.19)$$

откуда

$$t_{z_{x+1}} = \frac{k_1 \cdot F_1 \cdot (\tau_2 - \tau'_2 - t_{z_x}) - 2 \cdot G_z \cdot c_z \cdot t_{z_x}}{k_1 \cdot F_1 - 2 \cdot G_z \cdot c_z}. \quad (7.20)$$

При расчёте следующих зон пересчитываются физические величины, зависящие от температуры воздуха и газов, ν_z , Pr_z , λ_z , c_z , ν_b , λ_b , c_b , коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи, а также геометрические параметры рассчитываемой зоны. Точность вычислений температур теплоносителей и стенок железобетонного ствола трубы и футеровки принималась равной 0,01 °С.

Ниже приведены результаты тепловых расчетов дымовой трубы высотой 240 м для случаев отсутствия и наличия рециркуляции воздуха в воздушном канале. На рис. 7.6 представлены зависимости температур уходящих газов $t_{\text{газов}}$ и воздуха $t_{\text{возд.}}$ в каналах дымовой трубы и температур поверхностей обмуровки со стороны газов τ_1 и воздуха τ_2 и железобетонного ствола со стороны воздуха τ_3 , °С, от высоты трубы при отсутствии рециркуляции воздуха в воздушном канале. Представлены результаты расчетов двух вариантов работы дымовой трубы при температуре наружного воздуха $t_{\text{нар. возд.}} = 28$ °С (лето) и $t_{\text{нар. возд.}} = -27$ °С (зима).

Анализ результатов расчетов показал, что охлаждение уходящих газов в трубе осуществляется на 3 °С летом (со 170 °С до 167 °С) и на 4 °С зимой (со 170 °С до 166 °С). В летний период воздух в канале дымовой трубы подогревается от 30 °С до 85 °С, а в зимний период температура воздуха на входе в трубу и на выходе из нее остается постоянной, равной 60 °С. Падение температуры поверхности футеровки со стороны воздуха τ_2 по высоте дымовой трубы летом происходит на 5–6 °С, а зимой на 20 °С. При этом максимальное значение перепада температур $\Delta\tau = \tau_1 - \tau_2$ приблизительно равно 50 °С летом и 70 °С зимой, что не превышает значения нормативного перепада температур, равного 90 – 100 °С. Температура поверхности железобетонного ствола со стороны воздуха τ_3 по высоте дымовой трубы понижается на 4–5 °С летом и на 10–12 °С зимой и в среднем равна 72–73 °С летом и 44–46 °С зимой. Перепад температур $\Delta\tau = \tau_3 - \tau_4$ приблизительно равен 55–57 °С летом и 68–70 °С зимой.

На рис. 7.7 и 7.8 представлены графики изменения температуры вентилируемого воздуха по высоте дымовой трубы [118, 119, 173, 193, 195] для случаев, когда воздух из канала дымовой трубы направляется в котельный агрегат для горения топлива [353, 355] и рециркуляции воздуха в канале [352]. Расчет произведен для трех вариантов.

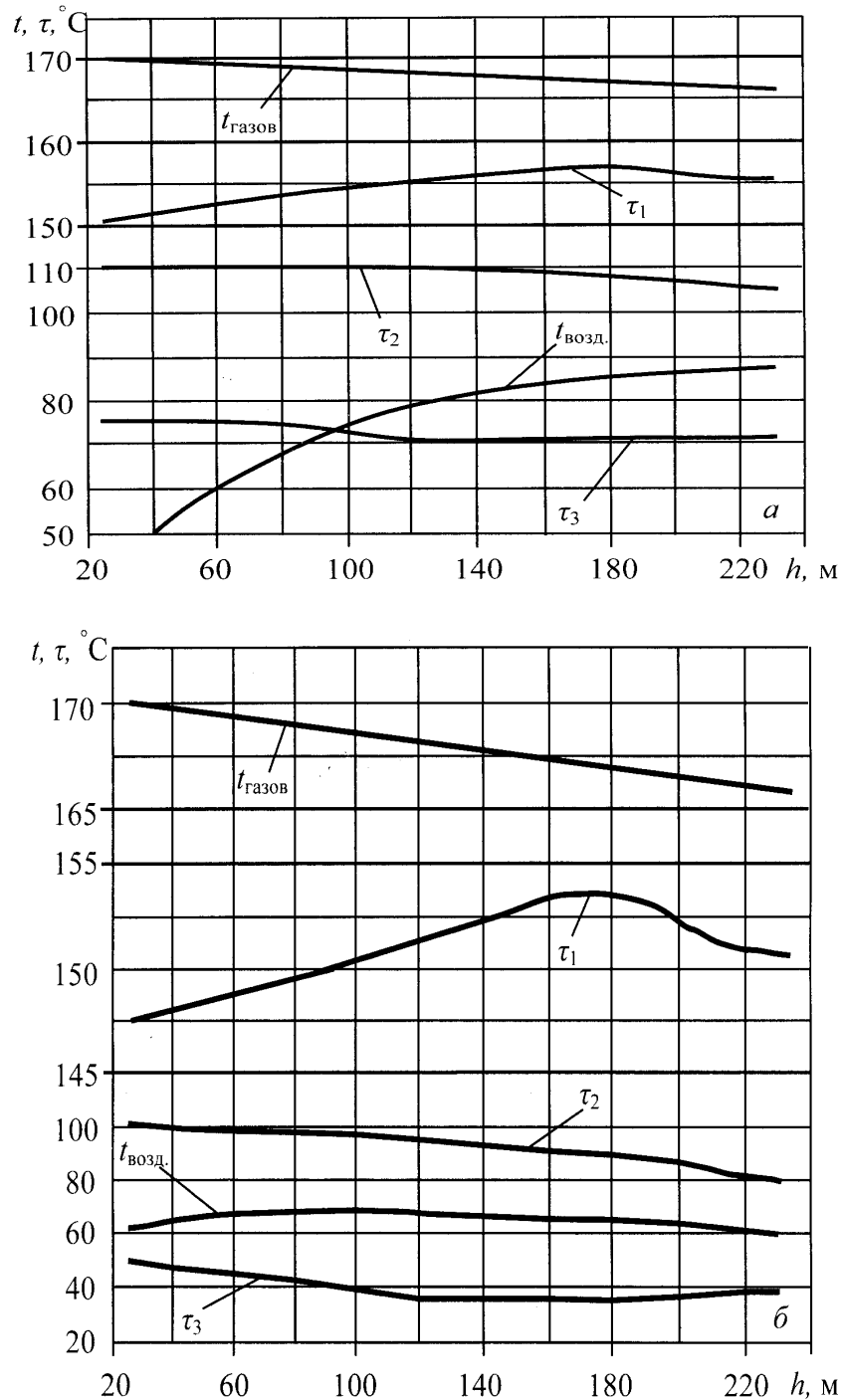


Рис. 7.6. Зависимости температур теплоносителей и стенок каналов от высоты h дымовой трубы: *а* – летний режим ($t_{\text{нар.возд.}}=28\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{0.\text{возд.}}=28\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{\text{газов}}=700\text{ м}^3/\text{с}$, $t_{0.\text{газов}}=170\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{\text{возд.}}=15\text{ м}^3/\text{с}$); *б* – зимний режим ($t_{\text{нар.возд.}}=-27\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{0.\text{возд.}}=60\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{\text{газов}}=700\text{ м}^3/\text{с}$, $t_{0.\text{газов}}=170\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{\text{возд.}}=15\text{ м}^3/\text{с}$); $t_{0.\text{газов}}$, $t_{0.\text{возд.}}$ – начальные температуры газов и воздуха; τ_1 , τ_2 , τ_3 – температуры поверхностей обмуровки со стороны газов и воздуха и железобетонного ствола со стороны воздуха

1. $t_{\text{нар.возд.}}=-27\text{ }^{\circ}\text{C}$; температура подогрева воздуха в калорифере $t_{\text{во}}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$; расход газов $G_{\text{газов}/\text{max}}=900\text{ м}^3/\text{с}$; температура газов $t_{\text{газов}/\text{max}}=180\text{ }^{\circ}\text{C}$; расход воздуха $G_{\text{возд.}}=7,5\text{ м}^3/\text{с}$.

2. $t_{\text{нар.воз.}} = -6,1 \text{ } ^\circ\text{C}$; температура подогрева воздуха в калорифере $t_{\text{во}} = 56 \text{ } ^\circ\text{C}$; расход газов $G_{\text{газов/ном}} = 700 \text{ м}^3/\text{с}$; температура газов $t_{\text{газов/ном}} = 170 \text{ } ^\circ\text{C}$; расход воздуха $G_{\text{возд}} = 7,5 \text{ м}^3/\text{с}$.

3. $t_{\text{нар.воз.}} = 28 \text{ } ^\circ\text{C}$; температура подогрева воздуха в калорифере $t_{\text{во}} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$; расход газов $G_{\text{газов/мин}} = 400 \text{ м}^3/\text{с}$; температура газов $t_{\text{газов/мин}} = 135 \text{ } ^\circ\text{C}$; расход воздуха $G_{\text{возд}} = 7,5 \text{ м}^3/\text{с}$.

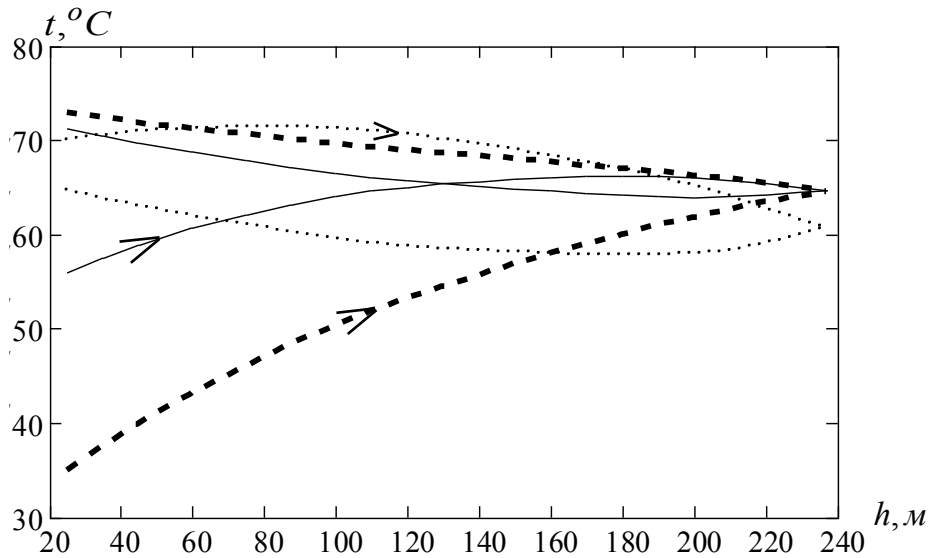


Рис. 7.7. Изменение температуры воздуха по высоте дымовой трубы. Воздух из канала направляется в котельный агрегат: – вариант 1; ———— – вариант 2; - - - - - вариант 3

Анализ результатов расчетов показывает, что летом и в осенне-весенний период при движении в канале дымовой трубы воздух подогревается за счет передачи теплоты от газов через футеровку к воздуху, а зимой охлаждается вследствие более интенсивной передачи теплоты от воздуха, движущегося в канале, через железобетонный ствол к наружному воздуху. В стационарном режиме подогрев воздуха при движении в канале осуществляется с $35\text{-}55 \text{ } ^\circ\text{C}$ до $72\text{-}74 \text{ } ^\circ\text{C}$ (рис. 7.7) в зависимости от режима работы дымовой трубы, причем наибольший подогрев происходит в летний период работы дымовой трубы, когда расчетная температура наружного воздуха равна $28 \text{ } ^\circ\text{C}$. Для случая, когда осуществляется рециркуляция воздуха в канале дымовой трубы (рис. 7.8) после установления стационарного режима, подогрев воздуха в калорифере не требуется, так как его температура изменяется от $59\text{-}72 \text{ } ^\circ\text{C}$ до

64-74 °С соответственно в оголовке и в основании дымовой трубы. Эти значения температур превышают значение минимально допустимой температуры, равной 30-35 °С по условию надежной работы дымовой трубы.

Результаты вариантных расчетов температур уходящих продуктов сгорания и вентилируемого воздуха на разных отметках дымовой трубы высотой 240 м представлены на рисунках ПЕ.1-ПЕ.21 приложения Е.

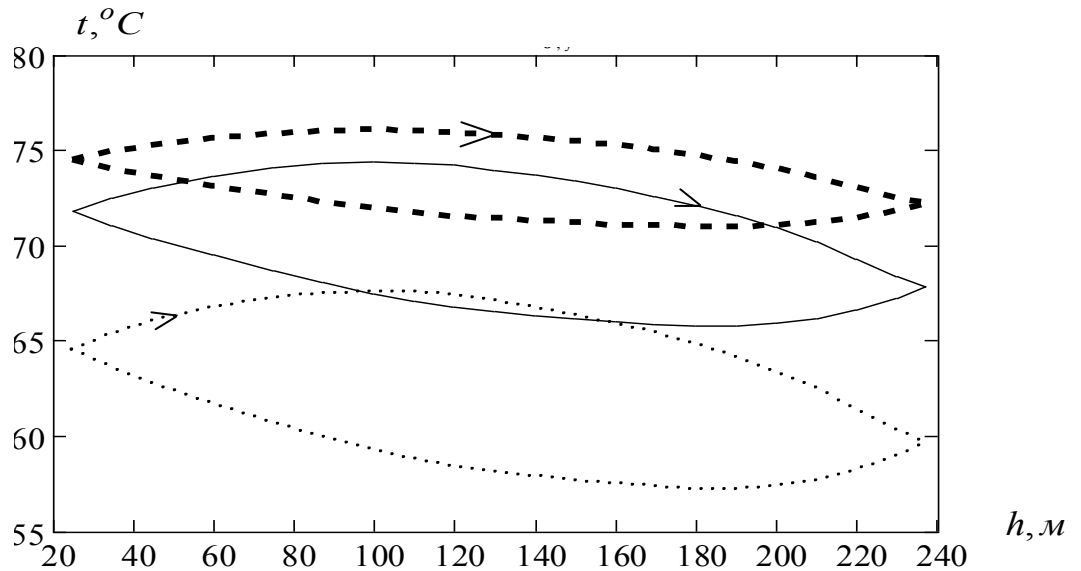


Рис. 7.8. Изменение температуры воздуха по высоте дымовой трубы. Осуществляется рециркуляция воздуха в канале: – вариант 1; ———— – вариант 2; - - - - - вариант 3

7.4. Выводы по главе 7

1. Разработаны способы утилизации теплоты вентилируемого воздуха дымовых труб ТЭС. Предложено выходящий из воздушного канала дымовой трубы подогретый воздух направлять в короб подвода воздуха к калориферу, то есть осуществлять его рециркуляцию (патент на изобретение РФ № 2254428), или направлять в котельный агрегат для горения топлива (патенты на изобретения РФ №№ 2257513, 2299377, 2303198). Установлено, что затраты на подогрев воздуха, подаваемого в воздушный канал дымовой трубы ст. № 2 Самарской ТЭЦ высотой 240 м, в среднем составляют 6,305 млн.руб/год. При рециркуляции подогретого в калорифере воздуха затраты на осуществление надежной работы дымовой трубы ст. № 2 в среднем равны 1,008 млн.руб/год (при доле подогретого воздуха, теряемого через неплотности в воздушном тракте, от общего расхода рециркулируемого воздуха, рав-

ной 0,3), то есть экономия составит 5,297 млн.руб/год. Кроме того, предложено подогретый воздух из воздушного канала дымовой трубы подавать в пристенный слой дымовых газов, движущихся по газоотводящему каналу, через отверстия, выполненные в футеровке, или посредством кольцевого перфорированного коллектора переменного поперечного сечения, установленного в основании газоотводящего канала дымовой трубы и соединенного с воздушным каналом (патенты на изобретения РФ №№ 2415336, 2305225). Установлено, что подмешивание 30-20% по объему воздуха к уходящим газам позволяет снизить их влагосодержание до 0,05÷0,06 кг/кг с.г. и одновременно снизить точку росы до 41-45 °С, а подмешивание 50% по объему воздуха к уходящим газам позволяет снизить их точку росы до 37 °С. Снижение точки росы дымовых газов, движущихся в пристенном слое газоотводящего канала, исключает выпадение из них конденсата водяных паров на внутренней поверхности футеровки дымовой трубы, что повышает ее надежность.

2. Разработаны математический алгоритм и программа теплового расчёта на ПВЭМ дымовых труб с вентилируемым воздушным зазором, которые позволяют производить расчёт температурных полей в стенках трубы, а также расчёт температур продуктов сгорания и вентилируемого воздуха по высоте трубы.

3. Произведены численные тепловые расчёты дымовой трубы ст. № 2 Самарской ТЭЦ высотой 240 м. Рассмотрены три случая работы дымовой трубы: при расчётной температуре наружного воздуха зимой $t_{нв}=-27$ °С; при средней температуре наружного воздуха за отопительный период $t_{нв}=-6,1$ °С; при расчётной температуре наружного воздуха летом $t_{нв}=28$ °С. Анализ результатов расчетов показывает, что летом и в осенне-весенний период при движении в канале дымовой трубы воздух подогревается за счет передачи теплоты от газов через футеровку к воздуху, а зимой охлаждается вследствие более интенсивной передачи теплоты от воздуха, движущегося в канале, через железобетонный ствол к наружному воздуху. В стационарном режиме подогрев воздуха при движении в канале осуществляется с 35-55 °С до 72-74 °С в зависимости от режима работы дымовой трубы, причем наибольший подогрев происходит в летний период работы дымовой трубы, когда расчетная температура наружного воздуха равна 28 °С.

Глава 8. ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

8.1. Повышение КПД тепловой электростанции путем использования теплоты конденсации отработавшего в турбине пара

Уровень экономичности тепловой электрической станции (ТЭС) зависит от КПД термодинамического цикла и от КПД установок, в которых осуществляется преобразование химической энергии топлива в теплоту и использование теплоты для выработки электрической энергии. Паротурбинная ТЭС состоит из трех основных установок: парового котла, паровой турбины и электрического генератора, связанных между собой трубопроводами для транспорта теплоносителей (воды и водяного пара) и электропроводами для привода вспомогательного тепломеханического оборудования станции.

Работа парового котла осуществляется с потерей теплоты, главным образом, с уходящими продуктами сгорания, в окружающую среду через наружные ограждения и с непрерывной продувкой (для барабанных котлов), а также от химического и механического недожога топлива и со шлаком.

Преобразование тепловой энергии в механическую работу в паровой турбине и выработка электроэнергии в электрическом генераторе неизбежно связаны с потерями: отдачей значительной части теплоты холодному источнику (охлаждающей воде в конденсаторах турбин); потерями энергии пара внутри турбины; механическими потерями турбины и потерями в электрическом генераторе.

Незначительная часть теплоты теряется при транспорте теплоносителей по трубопроводам, соединяющим котельную и турбинную установки.

КПД брутто $\eta_c^{\text{бр}}$ паротурбинной электростанции по выработке электрической энергии выражается произведением трех КПД – котельной установки $\eta_{к.у.}$, турбоустановки $\eta_{т.у.}$ и транспорта теплоты по трубопроводам, соединяющим котельную и турбинную установки $\eta_{\text{тр}}$ [37, 163, 270]:

$$\eta_c^{\text{бр}} = \eta_{\text{к.у}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{т.у}} \quad (8.1)$$

Наибольшее значение для определения степени тепловой экономичности электростанции имеет КПД турбоустановки $\eta_{\text{т.у}}$, зависящий от начальных и конечных параметров пара, совершенства оборудования турбоустановки и, главное, от степени совершенства термодинамического цикла.

Абсолютный электрический КПД (брутто) турбоустановки рассчитывается по формуле

$$\eta_{\text{т.у}} = \eta_t \cdot \eta_{\text{oi}} \cdot \eta_m \cdot \eta_r \quad (8.2)$$

где η_t – КПД теплового (термодинамического) цикла; η_{oi} , η_m – соответственно внутренний относительный и механический КПД турбины; η_r – КПД электрического генератора.

На основании формул (8.1) и (8.2) КПД брутто электростанции можно выразить в виде следующего произведения КПД последовательных энергетических процессов электростанции:

$$\eta_c^{\text{бр}} = \eta_{\text{к.у}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_t \cdot \eta_{\text{oi}} \cdot \eta_m \cdot \eta_r \quad (8.3)$$

Для определения $\eta_c^{\text{бр}}$ современной ТЭС примем следующие значения составляющих КПД, полученные исходя из фактических условий работы оборудования (оценка эффективности работы оборудования устанавливалась при проведении энергетических обследований ТЭЦ ОАО “Самараэнерго” и ОАО “Мордовэнерго” в 2002-2004 гг.): $\eta_{\text{к.у}}=0,93$; $\eta_{\text{тр}}=0,98$; $\eta_t=0,5$; $\eta_{\text{oi}}=0,85$; $\eta_m=0,985$; $\eta_r=0,99$.

Значение КПД брутто конденсационной электростанции составит величину

$$\eta_c^{\text{бр}} = 0,93 \cdot 0,98 \cdot 0,5 \cdot 0,85 \cdot 0,985 \cdot 0,99 = 0,378; \quad \eta_c^{\text{бр}} = 37,8\%.$$

КПД станции нетто $\eta_c^{\text{н}}$ рассчитывается с учетом расхода электроэнергии на собственные нужды (подготовку топлива, подачу дутьевого воздуха, отвода дымовых газов, подачу питательной воды, конденсата и охлаждающей воды конденсаторов турбин и др.). Принимая расход электроэнергии на собственные нужды ТЭС в размере 5%, получим

$$\eta_c^{\text{н}} = 0,378(1 - 0,05) = 0,359; \quad \eta_c^{\text{н}} = 35,9\%.$$

Анализ результатов расчетов показывает, что основное влияние на величину КПД электростанции оказывает КПД термодинамического цикла η_t , который для современных станций не превышает 45-50%. Низкое значение η_t обусловлено тепловыми потерями в холодном источнике (конденсаторе паровой турбины). Повышение значения η_t достигается: 1) повышением начальных параметров перегретого пара, подаваемого в турбину; 2) понижением конечного давления пара (углублением вакуума в конденсаторе турбины); 3) переходом от простейшего теоретического термодинамического цикла Ренкина для водяного пара к сложным циклам современных электростанций с регенеративным подогревом питательной воды и промежуточным перегревом водяного пара. Повышение КПД электростанции достигается в настоящее время также и за счет совершенствования основных агрегатов – паровых турбин и котлоагрегатов с соответствующим повышением их КПД η_{oi} и $\eta_{к.у.}$

Предлагается способ повышения КПД паротурбинной электростанции, который заключается в использовании на ТЭС части теплоты конденсации отработавшего в турбине пара путем подачи из вытяжной башни градирни нагретого и насыщенного водяными парами воздуха в котел для горения топлива [173, 185]. Тепловая схема паротурбинной ТЭС с использованием части теплоты конденсации отработавшего в турбине пара представлена на рис. 8.1.

Работа тепловой электрической станции осуществляется следующим образом.

В паровой котел 1 подаются топливо, питательная вода посредством питательного насоса 7 и по трубопроводу 14 – нагретый и насыщенный водяными парами воздух. В результате горения топлива образуются продукты сгорания, в котле 1 вырабатывается пар, который по паропроводу 2 направляется в турбину 3, а охлажденные продукты сгорания очищаются в золоуловителе 18 и посредством дымососа 19 через дымовую трубу 20 отводятся в атмосферу. В турбине 3 осуществляется преобразование кинетической и потенциальной энергии пара в механическую работу для вращения ротора турбины 3 и привода электрического генератора 4, в котором вырабатывается электрический ток.

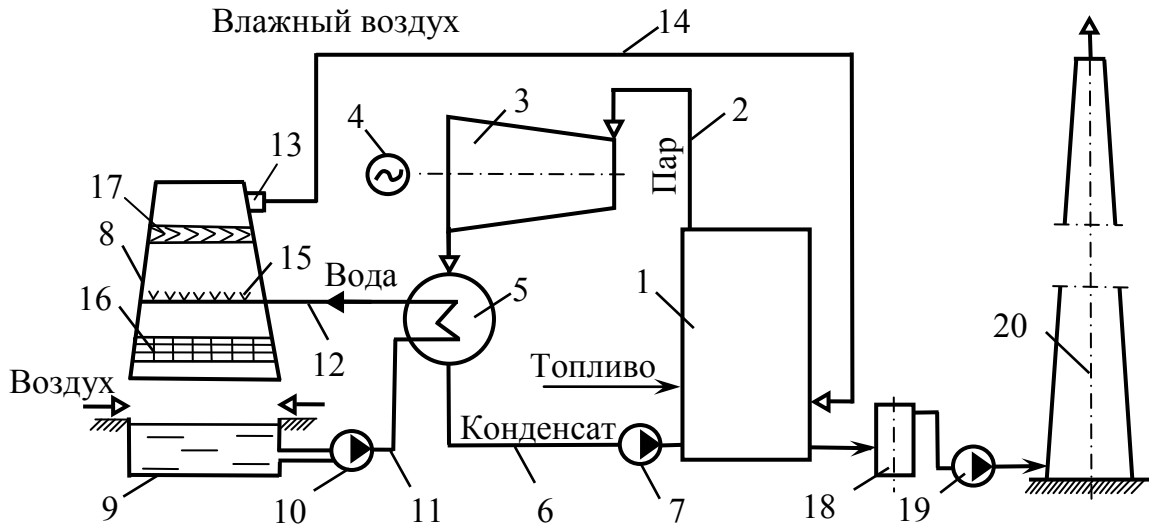


Рис. 8.1. Схема ТЭС с использованием части теплоты конденсации отработавшего в турбине пара:

1 – паровой котел; 2 – паропровод; 3 – турбина; 4 – электрический генератор; 5 – конденсатор; 6, 14 – трубопровод; 7 – питательный насос; 8 – вытяжная башня; 9 – водосборный бассейн; 10 – циркуляционный насос; 11 – напорный трубопровод; 12 – сливной напорный трубопровод; 13 – короб; 15 – разбрызгивающие сопла; 16 – оросительное устройство; 17 – каплеотделитель; 18 – золоуловитель; 19 – дымосос; 20 – газоотводящая труба

В конденсатор 5 поступает пар, отработавший в паровой турбине 3, и циркуляционная вода. За счет теплоты, выделяющейся при конденсации пара, в конденсаторе температура циркуляционной воды повышается. Нагретая в конденсаторе 5 вода по трубопроводу 12 для охлаждения направляется в вытяжную башню 8 градирни, где поток воды посредством сопел 15 разбрызгивается и в форме струй и капель падает на оросительное устройство 16, а затем стекает в виде дождя в водосборный бассейн 9.

В башне 8 нагретая циркуляционная вода контактирует с холодным воздухом, в результате чего температура циркуляционной воды понижается, а воздух нагревается и насыщается водяными парами. Затем насыщенный водяными парами воздух проходит водоуловитель 17, где из него отделяется капельная влага. Из вытяжной башни 8 градирни часть нагретого и насыщенного водяными парами воздуха посредством короба 13 по трубопроводу 14 подается в паровой котел 1 для осуществления горения топлива.

Таким образом, вследствие подачи из градирни башенного типа в паровой котел для горения топлива нагретого и насыщенного водяными парами атмосферного воздуха эффективно используется в цикле станции часть теплоты конденсации отработавшего в турбине пара, т.е. повышается экономичность тепловой электрической станции. По существу производится регенеративный подогрев дутьевого воздуха отработавшим в турбине паром, часть теплоты которого возвращается в котел (регенерируется). Кроме того, подача насыщенного водяными парами воздуха в котел для горения топлива позволяет в 2–3 раза снизить содержание оксидов азота в продуктах сгорания в топке и в уходящих дымовых газах [295].

Для схемы тепловой электрической станции, представленной на рис. 8.1, потеря, связанная с отдачей теплоты холодному источнику, снижается, так как часть теплоты направляется в топку котла с подогретым в градирне воздухом. Допустим, что в топку котла подается 10% от всего количества воздуха, выходящего из градирни. В этом случае потери в холодном источнике снизятся на 5%, т.е. η_t будет равен 0,55. Примем потери при транспортировке воздуха из градирни в топку котла равными 2%. С учетом изложенного КПД η_c^{6p} для ТЭС, в которой утилизируется часть теплоты конденсации отработавшего в турбине пара (см. рис. 8.1), будет равен величине

$$\eta_c^{6p} = 0,93 \cdot 0,98 \cdot 0,55 \cdot 0,98 \cdot 0,85 \cdot 0,985 \cdot 0,99 = 0,407;$$

$$\eta_c^H = 40,7\%; \quad \eta_c^H = 0,407 \cdot 0,95 \cdot 100 = 38,7\%.$$

Повышение экономичности ТЭС за счет утилизации части теплоты конденсации отработавшего в турбине пара составит

$$\Delta \eta_c^{6p} = 40,7 - 37,8 = 2,9\%;$$

$$\Delta \eta_c^H = 38,7 - 35,9 = 2,8\%.$$

Удельный расход v_y , г/(кВт·ч), условного топлива с низшей теплотой сгорания $Q_{н.усл} = 29,309$ МДж/кг на единицу производимой электроэнергии рассчитывается по формуле $v_y = 123 / \eta_c^{6p}$ [37, 163, 270].

Для ТЭС, работающей по традиционной схеме, получим $v_y = 325,4$

г/(кВт·ч), а для ТЭС, на которой утилизируется часть теплоты конденсации отработавшего в турбине пара $v_y=302,2$ г/(кВт·ч); разница в удельных расходах условного топлива будет равна $\Delta v_y=23,2$ г/(кВт·ч). Для паротурбинной ТЭС мощностью 1000 МВт ($1 \cdot 10^6$ кВт) экономическая эффективность составит 23,2 т.у.т./ч, или $23,2 \cdot 8760=203232$ т.у.т./год. В денежном выражении при стоимости 1 т.у.т. 2500 руб. экономия равна $0,508 \cdot 10^9$ руб./год = 508 млн. руб/год.

8.2. Способ предварительного подогрева дутьевого воздуха котельной установки ТЭС

8.2.1. Предварительный подогрев дутьевого воздуха теплотой отработавшего в турбине пара

Совершенствование технологий производства тепловой и электрической энергии на ТЭС имеет своей конечной целью снижение удельного расхода теплоты и топлива и осуществляется следующими путями: а) совершенствованием реализуемых на ТЭС тепловых циклов; б) повышением эффективности сжигания топлива в топках энергетических котлоагрегатов; в) утилизацией располагаемых на ТЭС вторичных энергоресурсов [37, 59, 173].

В целях защиты хвостовых поверхностей нагрева котлов от низкотемпературной коррозии современные котельные установки ТЭС оборудуются калориферными установками для предварительного подогрева дутьевого воздуха. При этом расход теплоты на собственные нужды станции повышается, так как предварительный подогрев дутьевого воздуха в калориферах производят сетевой водой или паром.

На тепловых электростанциях с паротурбинными установками конденсационного типа, теплота, выделяемая в конденсаторах паровых турбин при конденсации отработавшего пара, полезно не используется, так как затрачивается на подогрев циркуляционной воды.

Для повышения экономичности тепловой электрической станции

часть теплоты конденсации отработавшего в турбине пара предлагается использовать для предварительного подогрева дутьевого воздуха котла, то есть осуществлять регенеративный подогрев дутьевого воздуха теплотой отработавшего в турбине пара [104, 112, 173]. Повышение экономичности цикла Ренкина паросиловой установки в этом случае достигается за счет снижения потерь теплоты в холодном источнике - конденсаторе паровой турбины. При этом водяной пар совершает работу во всей проточной части турбины. Здесь эффект от регенерации значительно выше по сравнению с регенеративным подогревом питательной воды, так как не происходит снижения выработки электрической энергии электрогенератором турбоустановки. Предлагается в системе обратного циркуляционного водоснабжения тепловой электростанции установить поверхностный теплообменник 2 (рис. 8.2) и подключить его по нагреваемому тракту к воздуховоду перед калорифером 3 предварительного подогрева дутьевого воздуха, а по греющему тракту - к сливному напорному трубопроводу 8. При этом из теплообменника 2 охлажденную циркуляционную воду по трубопроводу 12 предлагается направить в водосборный бассейн 10, минуя вытяжную башню 9 градирни. Отвод охлажденной в теплообменнике 2 циркуляционной воды непосредственно в водосборный бассейн 10 позволяет снизить потери циркуляционной воды за счет капельного уноса и испарения. Примем потери за счет уноса и испарения, равными 2%. Тогда снижение потери воды при её максимальном расходе через установку составит 7,34 т/ч.

Работа системы обратного циркуляционного водоснабжения на тепловой электрической станции, где для предварительного подогрева дутьевого воздуха котла используется часть теплоты конденсации отработавшего в турбине пара, осуществляется следующим образом (см. рис. 8.2).

Охлажденная в вытяжной башне градирни вода насосом 6 подается в конденсатор 1, в котором осуществляется ее подогрев. Подогретая вода подается в водораспределительный лоток 13 градирни. Часть общего потока нагретой в конденсаторе 1 циркуляционной воды направляется в

греющий тракт поверхностного теплообменника 2, установленного перед калорифером 3 предварительного подогрева дутьевого воздуха котла. Выходящий из теплообменника 2 подогретый воздух направляется в калорифер 3, в котором повышается его температура до необходимого значения. После калорифера предварительно подогретый воздух направляется в воздухоподогреватель котла. Если на выходе из теплообменника 2 достигается требуемая температура предварительно подогретого воздуха, то в воздухоподогреватель котла, минуя калорифер 3, подается воздух после теплообменника 2. Охлажденную в теплообменнике 2 циркуляционную воду по трубопроводу 12 направляют в водосборный бассейн 10, минуя вытяжную башню 9 градирни.

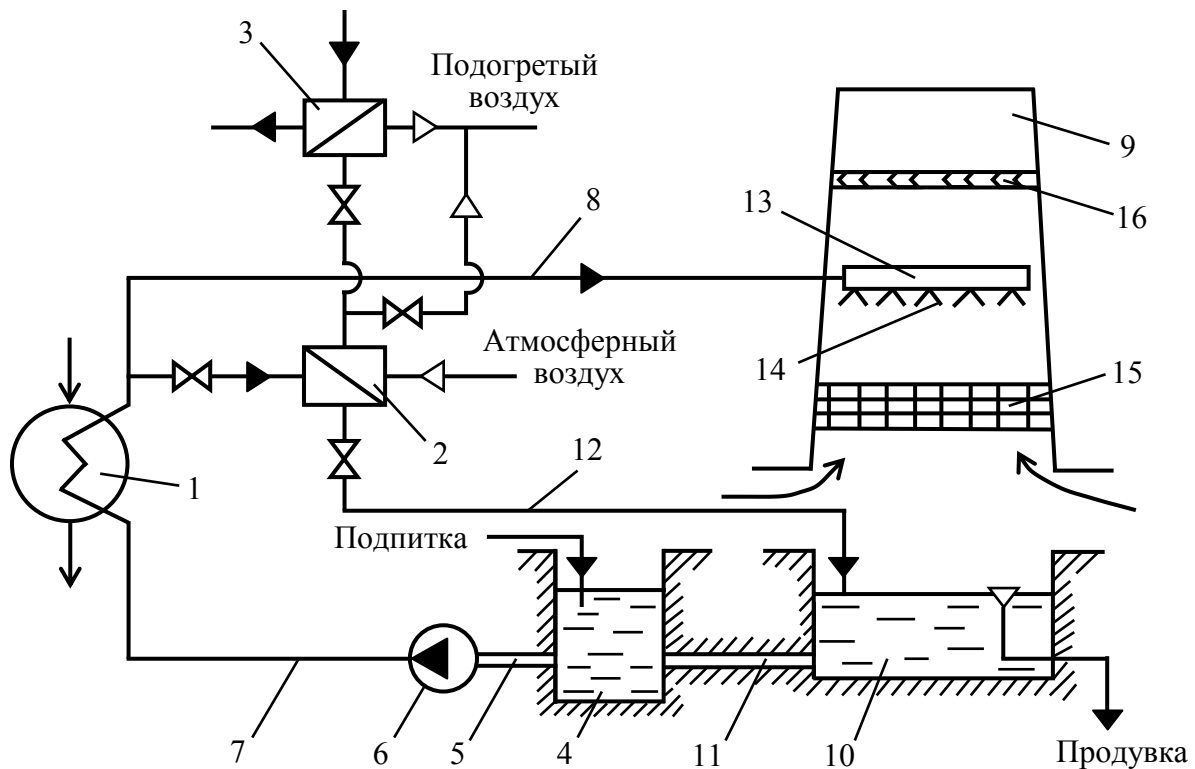


Рис. 8.2. Схема системы обратного циркуляционного водоснабжения тепловой электрической станции: 1 – конденсатор паровой турбины; 2 – поверхностный теплообменник; 3 – калорифер для предварительного подогрева дутьевого воздуха; 4 – водоприемный колодец; 5 – самотечный водовод; 6 – циркуляционный насос; 7 – напорный трубопровод к конденсатору; 8 – сливной напорный трубопровод к градирне; 9 – вытяжная башня; 10 – водосборный бассейн; 11 – самотечный перепускной канал; 12 – трубопровод подачи охлажденной циркуляционной воды в водосборный бассейн из поверхностного теплообменника; 13 – водораспределительное устройство; 14 – сопла для разбрызгивания воды; 15 – оросительное устройство; 16 – водоуловитель

Из водораспределительного лотка 13 вода поступает в разбрызгивающие сопла 14, с помощью которых поток воды распределяется на мелкие капли и тонкие струйки, падающие на оросительное устройство 15. В башню 9 поступает холодный наружный воздух. При контакте теплоносителей осуществляется тепло- и массообмен между водой и воздухом, при этом вода охлаждается, а воздух подогревается и насыщается водяными парами. Затем воздух проходит водоуловитель 16, где из него отделяется капельная влага, и через вытяжную башню 9 градирни отводится в атмосферу. Охлажденная циркуляционная вода в виде дождя сливается в водосборный бассейн 10, из которого она по перепускному каналу 11 поступает в водоприемный колодец 4, далее в самотечный водовод 5, откуда насосом 6 снова подается в напорный трубопровод 7 к конденсатору 1 паровой турбины.

Предложенный способ предварительного подогрева дутьевого воздуха котла может быть реализован и при применении на ТЭС прямоточной системы циркуляционного водоснабжения. В таком случае в природный водоём будет сбрасываться циркуляционная вода с более низкой температурой, снижая тем самым «тепловое» загрязнение природного водоёма.

Определим экономию тепловой энергии за счет подогрева дутьевого воздуха котла БКЗ-420-140 НГМ в воздухоподогревательной установке циркуляционной водой от температуры t_n до $t_{вз}''$, равной 15 °С и 20 °С.

Объемный расход дутьевого воздуха на один энергетический котел БКЗ-420-140 НГМ, работающий на номинальной нагрузке, равен 107,02 м³/с [173].

Тепловая мощность воздухоподогревательной установки $Q_{вз}$, кВт, при нагреве воздуха от наружной температуры t_n до $t_{вз}''$, рассчитывается по формуле:

$$Q_{вз} = V_{вз} \rho_{вз} c_p^{вз} (t_{вз}'' - t_n), \quad (8.4)$$

где $V_{вз}$ – объемный расход дутьевого воздуха, м³/с; $\rho_{вз}$ – плотность воздуха, кг/м³; $c_p^{вз}$ – удельная массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К).

Расход циркуляционной воды G_v , кг/с:

$$G_B = Q_{B3} / (\eta_{кф} c_p^B \Delta t_B), \quad (8.5)$$

где $\eta_{кф}$ – КПД воздухоподогревательной установки ($\eta_{кф} = 0,98$); c_p^B – удельная массовая теплоемкость воды, кДж/(кг·К); Δt_B – разность температур циркуляционной воды на входе в воздухоподогревательную установку и на выходе из неё ($\Delta t_B = 15$ °С).

Экономия тепловой энергии в денежном выражении $\mathcal{E}_{сут}$, руб/сут, при использовании части теплоты конденсации отработавшего в турбине пара для предварительного подогрева дутьевого воздуха котла, рассчитывается по формуле:

$$\mathcal{E}_{сут} = \frac{3600 \cdot 24}{1000 \cdot 4187} Q_{B3} S_T = 0,0206353 Q_{B3} S_T, \quad (8.6)$$

где S_T – себестоимость тепловой энергии, руб/Гкал ($S_T = 780,5$ руб/Гкал).

Результаты расчетов тепловой мощности воздухоподогревательной установки, расхода циркуляционной воды и экономической эффективности для котла БКЗ-420-140 НГМ при различных значениях температуры наружного воздуха приведены на рис. 8.3, 8.4, 8.5 и в табл. 8.1.

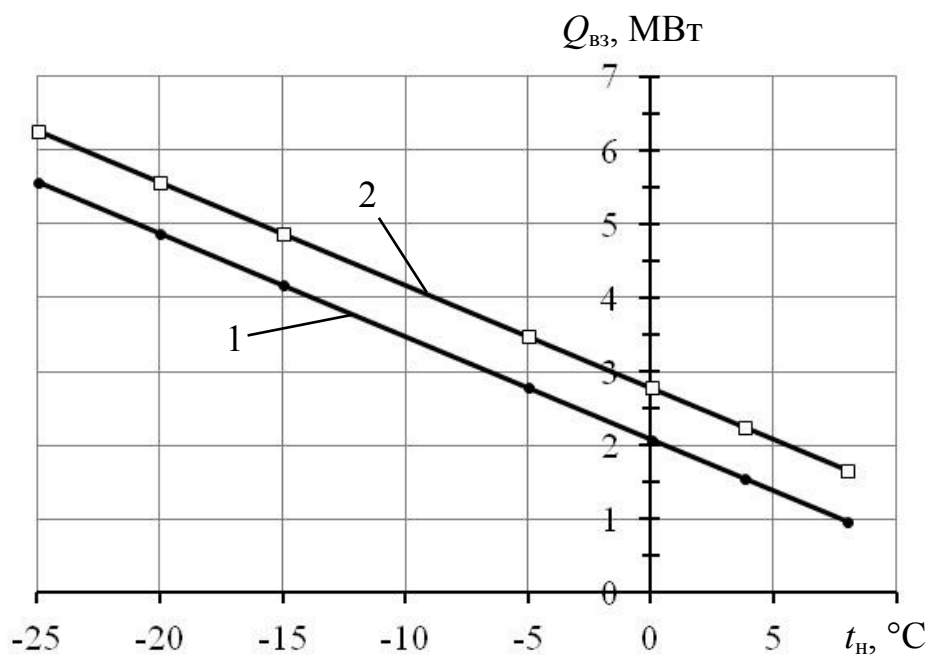


Рис. 8.3. Зависимость тепловой мощности воздухоподогревательной установки Q_{B3} от температуры поступающего в неё воздуха t_n при $t''_{B3} = 15$ °С (1) и $t''_{B3} = 20$ °С (2)

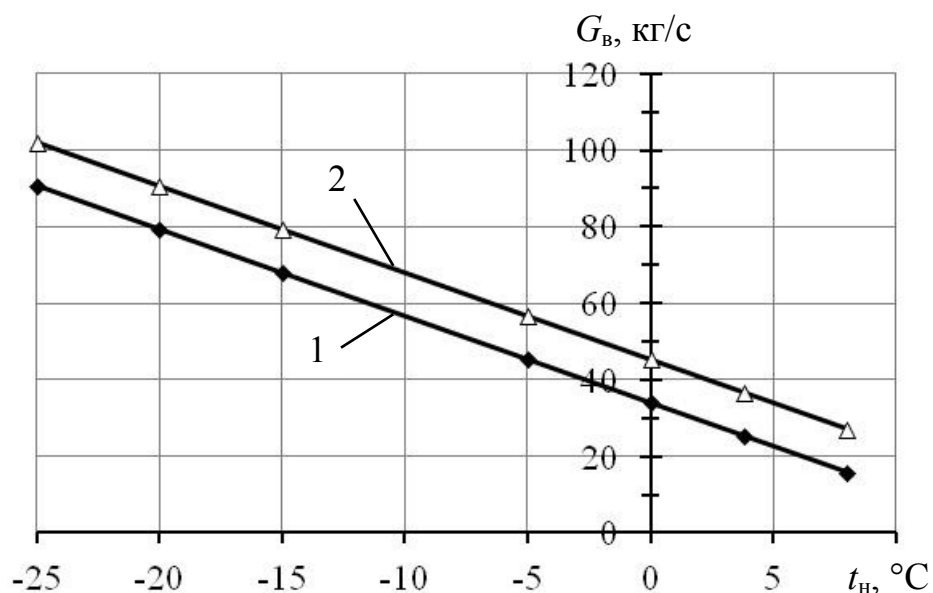


Рис. 8.4. Зависимость расхода циркуляционной воды G_B , подаваемой в воздухоподогревательную установку, от температуры поступающего в неё воздуха t_n при $t''_{B3}=15$ °C (1) и $t''_{B3}=20$ °C (2)

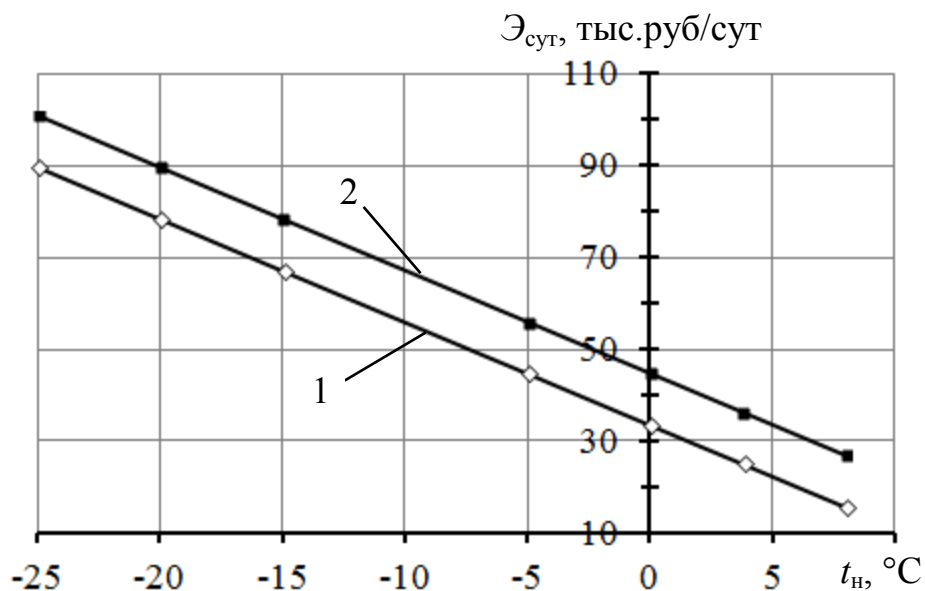


Рис. 8.5. Зависимость экономической эффективности $E_{сут}$, получаемой за счет утилизации части теплоты конденсации отработавшего в турбине пара, от температуры наружного воздуха t_n при $t''_{B3}=15$ °C (1) и $t''_{B3}=20$ °C (2)

На Самарской ТЭЦ установлено пять энергетических котлов БКЗ-420-140 НГМ и четыре паровые турбины теплофикационного типа (три Т-100/120-130-3 и одна ПТ-60-130/13). Для охлаждения циркуляционной воды, нагретой в конденсаторах паровых турбин, на станции установлены две

градирни. Установка для предварительного подогрева дутьевого воздуха энергетического котла Самарской ТЭЦ состоит из 18 секций калориферов типа СО-110, находящихся в двух параллельно расположенных напорных воздухопроводах, при этом в качестве греющего теплоносителя используется сетевая вода. При среднегодовой температуре наружного воздуха $+3,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ (для г. Самара) использование вторичных энергоресурсов в процессе предварительного подогрева дутьевого воздуха одного котла БКЗ-420-140 НГМ позволяет снизить расход теплоты, связанный с подогревом дутьевого воздуха, на 13644 МВт·ч/год (при $t''_{\text{вз}}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$) и на 19735 МВт·ч/год (при $t''_{\text{вз}}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$). Экономия тепловой энергии за счет утилизации части теплоты конденсации отработавшего в турбине пара в денежном выражении в этом случае составит 9,156 млн.руб/год (при $t''_{\text{вз}}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$) и 13,244 млн.руб/год (при $t''_{\text{вз}}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$) [408].

Таблица 8.1

Результаты расчетов экономической эффективности за счет предварительного подогрева дутьевого воздуха котла БКЗ-420-140 НГМ в воздухоподогревательной установке циркуляционной водой

$t_{\text{н}},$ $^{\circ}\text{C}$	$t''_{\text{вз}} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$					$t''_{\text{вз}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$				
	$t_{\text{вз.ср}},$ $^{\circ}\text{C}$	$V_{\text{вз}},$ $\text{м}^3/\text{с}$	$Q_{\text{вз}},$ кВт	$G_{\text{в}},$ кг/с	$\mathcal{E}_{\text{сут}},$ тыс.руб/сут	$t_{\text{вз.ср}},$ $^{\circ}\text{C}$	$V_{\text{вз}},$ $\text{м}^3/\text{с}$	$Q_{\text{вз}},$ кВт	$G_{\text{в}},$ кг/с	$\mathcal{E}_{\text{сут}},$ тыс.руб/сут
-25	-5	105,06	5573,3	90,7	89,763	-2,5	106,04	6264,56	101,95	100,896
-20	-2,5	106,04	4872,44	79,3	78,475	0	107,02	5562,75	90,53	89,593
-15	0	107,02	4172,06	67,9	67,195	2,5	108	4866,39	79,2	78,377
-5	5	108,98	2781,93	45,27	44,805	7,5	109,96	3475,53	56,56	55,976
0	7,5	109,96	2085,32	33,94	33,586	10	110,94	2780,68	45,25	44,785
3,8	9,4	110,7	1557,55	25,35	25,086	11,9	111,68	2252,83	36,66	36,284
8	11,5	111,53	973,71	15,85	15,682	14	112,51	1668,95	27,16	26,88

Анализ расчетных значений, представленных в таблице 8.1 и на графиках рис. 8.5, показывает, что экономичность тепловой электростанции, где для предварительного подогрева дутьевого воздуха котла используется часть теплоты конденсации отработанного в турбине пара, возрастает при понижении температуры наружного воздуха. Наибольшая экономичность достигается на пиковых режимах. Например, при температуре наружного воздуха

$t_{\text{н}} = -20$ °С и при $t''_{\text{вз}} = 15$ °С экономия тепловой энергии в денежном выражении составит $\mathcal{E}_{\text{сут}} = 78,475$ тыс.руб/сут, при $t_{\text{н}} = +8$ °С и при той же $t''_{\text{вз}}$ $\mathcal{E}_{\text{сут}} = 15,682$ тыс.руб/сут.

Дополнительным эффектом является то, что снижается унос циркуляционной воды из градирни вследствие отвода охлажденной в воздухоподогревательной установке воды непосредственно в водосборный бассейн, минуя вытяжную башню градирни.

Возможности практической реализации предложенной схемы на Самарской ТЭЦ имеются. Поток охлажденной в воздухоподогревательной установке циркуляционной воды может быть направлен либо непосредственно в водосборные бассейны градирен (на Самарской ТЭЦ установлены 2 градирни типа БГ-2600-70), либо в сливные напорные трубопроводы к градирням (ТЭЦ выполнена по проекту ЗИГМ). Воздухоподогревательную установку целесообразно смонтировать в котельном отделении котлотурбинного цеха.

8.2.2. Разработка конструкции воздухоподогревательной установки

Выполним тепловой расчет воздухоподогревательной установки для предварительного подогрева дутьевого воздуха котла БКЗ-420-140 НГМ, греющим теплоносителем в которой является циркуляционная вода, нагретая в конденсаторе паровой турбины. Проектируемая воздухоподогревательная установка состоит из двух блоков, каждый из которых выполняется из воздухонагревателей типа ВНВ Костромского калориферного завода.

Массовая скорость воздуха V , кг/(м²·с), определяется по формуле:

$$V = \frac{G_{\text{вз}}}{n_1 f_{\text{вз}}}, \quad (8.7)$$

где $G_{\text{вз}}$ – массовый расход воздуха, кг/с; $f_{\text{вз}}$ – площадь живого сечения по воздуху одного воздухонагревателя, м²; n_1 – поперечное количество воздухонагревателей относительно потока воздуха.

Скорость движения воздуха $v_{\text{вз}}$, м/с:

$$v_{\text{ВЗ}} = V/\rho_{\text{ВЗ}}. \quad (8.8)$$

Скорость движения воды в трубках теплообменника $v_{\text{В}}$, м/с:

$$v_{\text{В}} = \frac{G_{\text{В}}}{\rho_{\text{В}} n_{\text{В}} f_{\text{В}}}, \quad (8.9)$$

где $\rho_{\text{В}}$ – плотность воды, кг/м³; $n_{\text{В}}$ – число воздухонагревателей, в которые подается греющая циркуляционная вода после конденсатора паровой турбины; $f_{\text{В}}$ – площадь живого сечения для прохода воды одного воздухонагревателя, м².

Средний температурный напор $\Delta t_{\text{ср}}$, °С:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \varepsilon_{\Delta t} \frac{\Delta t_{\text{Г}} - \Delta t_{\text{М}}}{\ln(\Delta t_{\text{Г}}/\Delta t_{\text{М}})}. \quad (8.10)$$

Здесь $\Delta t_{\text{Г}} = t_{\text{В}}'' - t_{\text{Н}}$; $\Delta t_{\text{М}} = t_{\text{В}}' - t_{\text{ВЗ}}''$.

Поправка $\varepsilon_{\Delta t}$ определяется по соответствующей номограмме, приведенной в [235], в зависимости от схемы движения теплоносителей и от вспомогательных величин P и R .

$$P = \frac{t_{\text{ВЗ}}'' - t_{\text{Н}}}{t_{\text{В}}' - t_{\text{Н}}}, \quad (8.11)$$

$$R = \frac{t_{\text{В}}' - t_{\text{В}}''}{t_{\text{ВЗ}}'' - t_{\text{Н}}}. \quad (8.12)$$

где $t_{\text{В}}'$ и $t_{\text{В}}''$ – температура циркуляционной воды соответственно на входе в воздухоподогревательную установку и выходе из нее, °С.

Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·К), воздухонагревателя типа ВНВ рассчитывается по формуле:

$$k = A \cdot V^n \cdot v_{\text{В}}^r. \quad (8.13)$$

Аэродинамическое сопротивление воздухонагревателя $\Delta p_{\text{ВЗ}}$, Па:

$$\Delta p_{\text{ВЗ}} = B \cdot V^m. \quad (8.14)$$

Значения коэффициентов A и B , показателей степеней n , r и m принимаются по таблицам, приведенным в материалах для подбора воздухонагревателей и теплообменников Костромского калориферного завода.

Из уравнения теплопередачи определяется площадь теплообменной поверхности F , м², установки:

$$F = \frac{Q_{\text{ВЗ}}}{k\Delta t_{\text{ср}}}. \quad (8.15)$$

Количество воздухонагревателей, входящих в состав воздухоподогревательной установки:

$$n_{\text{ВЗ}} = \frac{F}{F_{\text{к}}}, \quad (8.16)$$

где $F_{\text{к}}$ – площадь поверхности нагрева одного воздухонагревателя, м².

При давлении в конденсаторе паровой турбины $p_{\text{к}}=0,0065$ МПа и недогреве циркуляционной воды в нём, равном 5 °С, температура циркуляционной воды на входе в воздухоподогревательную установку $t'_{\text{в}}=t_{\text{с}}-5=37,6-5=32,6$ °С.

Выполнены варианты расчеты, по результатам которых установлено, что воздухоподогревательную установку целесообразно выполнить из двух блоков: каждый блок состоит из 12 воздухонагревателей типа ВНВ123-412-01АТЗ и имеет следующие габариты 3,5×4,73×0,36 м. Общая теплообменная поверхность установки – 4149,6 м². Несущие трубы воздухонагревателя указанного типа выполняются из коррозионно-стойкой стали. Движение теплоносителей в установке осуществляется по перекрестно противоточной схеме: воздушного потока – одноходовое, греющего потока – многоходовое (см. рис. 8.6).

Нагреваемый воздух проходит последовательно в межтрубном пространстве двух воздухонагревателей, причем в трубки одного из этих воздухонагревателей поступает циркуляционная вода с температурой $t'_{\text{в}}$. Затем вода поступает во второй воздухонагреватель, в котором охлаждается до температуры $t''_{\text{в}}$.

Гидравлическое сопротивление $\Delta p_{\text{в}}$, Па, воздухонагревателя:

$$\Delta p_{\text{в}} = \frac{\rho_{\text{в}} v_{\text{в}}^2}{2} \left[2,7 \left(\frac{f_{\text{в}}}{f_{\text{п}}} \right)^2 + 6,7(n_{\text{х}} - 1) \left(\frac{f_{\text{в}}}{f_{\text{к}}} \right)^2 + 0,0121 \frac{n_{\text{х}} L}{d^{1,266}} + 0,6n_{\text{х}} + 3,9 \right], \quad (8.17)$$

где f_B, f_P, f_K – площадь сечения соответственно одного хода, патрубка и коллектора, m^2 ; n_x – число ходов по воде; d – внутренний диаметр теплоотдающей трубки, м; L – длина трубки, м.

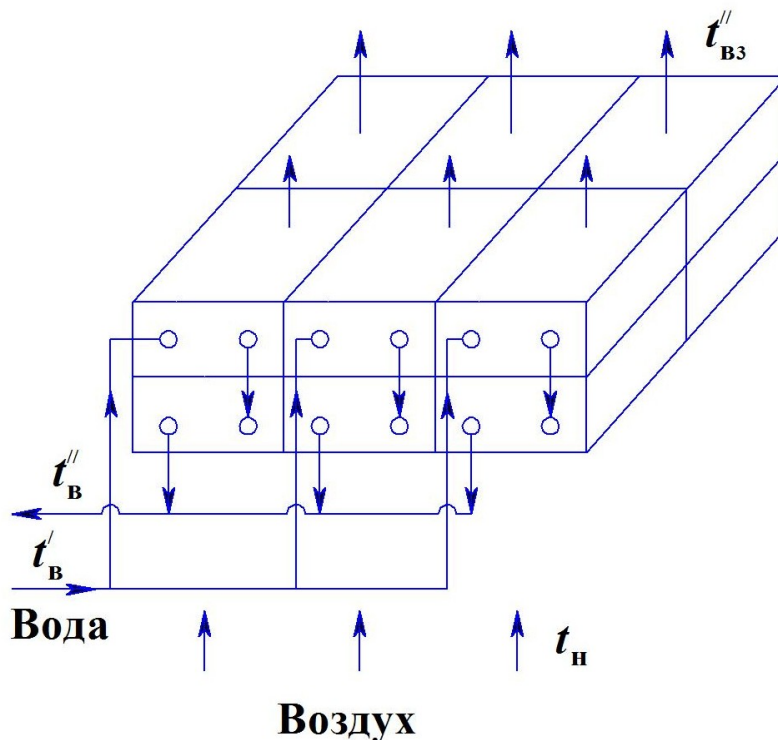


Рис. 8.6. Схема блока воздухоподогревательной установки

Для воздухонагревателя типа ВНВ123-412-01АТЗ: $f_{B3}=2,488 m^2$; $F_K=172,9 m^2$; $f_B=0,00546 m^2$; $f_P=0,00221 m^2$; $f_K=0,0022 m^2$; $L=1,655 m$; $n_x=4$; $d=0,014 m$; $A=25,5$, $n=0,496$, $r=0,16$; $B=8,63$, $m=1,833$.

Повышение мощности дутьевого вентилятора $\Delta N_{\text{вент}}$, кВт, рассчитывалось по формуле:

$$\Delta N_{\text{вент}} = \frac{2\Delta p_{B3} V_{B3}}{1000\eta_{\text{вент}}}, \quad (8.18)$$

где $\eta_{\text{вент}}$ – КПД вентилятора; $\eta_{\text{вент}}=0,8$.

Мощность дополнительно устанавливаемого насоса N_H , кВт, для подачи циркуляционной воды в воздухоподогревательную установку:

$$N_H = \frac{2\Delta p_B G_B}{1000\rho_B\eta_H}, \quad (8.19)$$

где η_H – КПД насоса; $\eta_H=0,85$.

Результаты выполненных расчетов блока воздухоподогревательной установки при разных нагрузках парового котла и при $t_{\text{н}}$, равной $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $+3,8\text{ }^{\circ}\text{C}$, представлены в таблице 8.2.

Анализ результатов расчетов (см. табл. 8.2) показывает, что при снижении нагрузки котла на 20% ($t_{\text{н}}/t''_{\text{вз}} = -25/20\text{ }^{\circ}\text{C}$) происходит уменьшение: $\Delta p_{\text{вз}}$ на 33,4% (с 286,45 до 190,85 Па), $\Delta p_{\text{в}}$ на 35,8% (с 0,399 до 0,256 МПа), $\Delta N_{\text{вент}}$ на 46,7% (с 18,984 до 10,12 кВт), $N_{\text{н}}$ на 48,8% (с 48,05 до 24,608 кВт). При уменьшении нагрузки котла на 50% аналогичные показатели установки снижаются соответственно на: 71,8% (с 286,45 до 80,72 Па), 74,9% (с 0,399 до 0,1 МПа), 85,9% (с 18,984 до 2,675 кВт) и 87,5% (с 48,05 до 6,014 кВт).

Таблица 8.2

Результаты расчетов блока воздухоподогревательной установки

Наименование параметра	Обозначение	Ед. изм.	Паропроизводительность котла, т/ч					
			210 (50%)	252 (60%)	336 (80%)	420 (100%)	420 (100%)	420 (100%)
Расход воздуха	$G_{\text{вз}}$	кг/с	34,6	41,51	55,35	69,19	69,17	69,19
Расход воздуха	$V_{\text{вз}}$	м ³ /с	26,51	31,81	42,42	53,02	55,47	55,84
Расход воды	$G_{\text{в}}$	кг/с	25,49	30,58	40,78	50,98	22,63	18,33
Температура воздуха	$t_{\text{н}}/t''_{\text{вз}}$	$^{\circ}\text{C}$	-25/20	-25/20	-25/20	-25/20	0/20	3,8/20
Температура воды	$t'_{\text{в}}/t''_{\text{в}}$	$^{\circ}\text{C}$	32,6/17,6					
Тепловая мощность	$Q_{\text{вз}}$	кВт	1566,1	1879,3	2506,1	3132,3	1390,3	1126,41
Скорость воздуха	$v_{\text{вз}}$	м/с	1,78	2,13	2,84	3,55	3,71	3,74
Скорость воды	$v_{\text{в}}$	м/с	0,781	0,936	1,249	1,561	0,693	0,561
Массовая скорость воздуха	V	кг/(м ² ·с)	2,32	2,78	3,71	4,63	4,63	4,63
Коэффициент теплопередачи	k	Вт/(м ² ·К)	37,21	41,9	50,63	58,56	51,43	49,72
Средний температурный напор	$\Delta t_{\text{ср}}$	$^{\circ}\text{C}$	23,89	23,89	23,89	23,89	14,51	12,8
Аэродинамическое сопротивление	$\Delta p_{\text{вз}}$	Па	80,72	112,45	190,85	286,45	286,45	286,45
Гидравлическое сопротивление	$\Delta p_{\text{в}}$	МПа	0,1	0,144	0,256	0,399	0,079	0,052
КПД вентилятора	$\eta_{\text{вент}}$	-	0,8					
КПД насоса	$\eta_{\text{н}}$	-	0,85					
Повышение мощности вентилятора	$\Delta N_{\text{вент}}$	кВт	2,675	4,471	10,12	18,984	19,862	19,994
Мощность насоса	$N_{\text{н}}$	кВт	3,007	5,182	12,304	24,025	2,102	1,116

Кроме того, при повышении температуры наружного воздуха уменьшается гидравлическое сопротивление установки за счёт снижения расхода греющего теплоносителя. Например, при номинальной нагрузке котла повышение температуры наружного воздуха от $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+3,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ приводит к уменьшению: $Q_{\text{вз}}$ на 64% (с 6264,6 до 2252,82 кВт), $\Delta p_{\text{в}}$ на 87% (с 0,399 до 0,052 МПа) и $N_{\text{н}}$ на 95,4% (с 48,05 до 2,232 кВт).

Дополнительно потребляемая электродвигателями дутьевых вентиляторов и насоса суммарная мощность, рассчитанная по формуле (7.14), при среднегодовой температуре наружного воздуха для г. Самара, равной $+3,8\text{ }^{\circ}\text{C}$, составляет $42,22 \cdot 1,1/0,9 = 51,6$ кВт. Таким образом, годовая стоимость дополнительно потребляемой электроэнергии при её стоимости 1,8 руб/(кВт·ч) в среднем равна 813,628 тыс.руб/год.

Стоимость одного калорифера типа ВНВ123-412-01АТЗ составляет 118000 руб с НДС без учета транспортных расходов. Следовательно стоимость 24-х воздухонагревателей равна 2 млн. 832 тыс.руб. Затраты на доставку и монтаж теплообменников равны 60% их стоимости. В этом случае полные капитальные вложения составят 4 млн. 531,2 тыс.руб.

Таким образом, учитывая, что экономическая эффективность за счет предварительного подогрева до $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ дутьевого воздуха котла водой, нагретой в конденсаторе паровой турбины, равна 13,244 млн.руб/год, срок окупаемости приведенных затрат составит менее одного года [104, 408].

Разработаны другие способы использования теплоты конденсации отработавшего в турбине пара на тепловых электростанциях. Например, в работе [361] приведена схема системы оборотного циркуляционного водоснабжения тепловой электрической станции, по которой выходящий из вытяжной башни градирни подогретый и насыщенный водяными парами атмосферный воздух подается под насадку декарбонизатора. В этом случае на подогрев воздуха, подаваемого на декарбонизацию воды, будет использоваться часть теплоты конденсации отработавшего в турбине пара.

В работах [98, 106, 173, 352, 353, 355, 356], а также в п. 7.1 диссертации, представлено описание способа использования теплоты вентилируемого воздуха дымовых труб ТЭС. Предложено подогретый в калорифере воздух после воздушного канала дымовой трубы использовать в качестве предвари-

тельно подогретого дутьевого воздуха котла. Определено, что отношение количества теплоты $Q_{\text{в.кан}}$, кВт, затрачиваемого на нагрев атмосферного воздуха перед его подачей в воздушный канал дымовой трубы ст. № 2 Самарской ТЭЦ, к количеству теплоты $Q_{\text{д.в}}$, кВт, затрачиваемому на нагрев атмосферного воздуха перед его подачей в воздухоподогреватель котла БКЗ-420-140 НГМ, составляет $Q_{\text{в.кан}}/Q_{\text{д.в}}=0,314$ [98, 173]. При этом экономия тепловой энергии составляет 5880 МВт·ч/год (3,946 млн.руб/год) [112].

8.3. Повышение экономичности парогазовых ТЭС путем отвода уходящих газов котла-утилизатора ГТУ через вытяжную башню градирни

При эксплуатации башенных градирен испарительного типа на тепловых электростанциях возникает проблема избыточного увлажнения атмосферного воздуха, что приводит к накоплению влаги зданиями и сооружениями, создает дискомфорт проживающих вблизи людей, снижает прозрачность атмосферного воздуха, а также приводит к изменению микроклимата в целом. Одним из направлений снижения увлажнения атмосферного воздуха при испарительном охлаждении воды в башенных градирнях является увеличение высоты подъема, а также осушка отводимого паровоздушного факела, например, путем совместной работы градирни с выбросными устройствами продуктов сгорания после котлоагрегатов или котлов-утилизаторов газотурбинных и парогазовых установок (ГТУ и ПГУ).

На тепловых электрических станциях отвод продуктов сгорания котельных установок осуществляют через газоотводящие (дымовые) трубы. Дымовая труба ТЭС представляет собой сложное и дорогостоящее сооружение. Ее конструкция зависит от высоты, агрессивности отводимых через нее газов, мощности электрической станции (или котельной установки). Основное требование, предъявляемое к дымовым трубам ТЭС, – их высокая надежность в течение всего срока эксплуатации (30-50 лет).

В работах [198, 365] рассматривается возможность использования вытяжной башни испарительной градирни с естественной вентиляцией воздуха

для отвода отработавших в котле-утилизаторе газотурбинной установки газов. Особенность работы газотурбинной установки заключается в том, что в камере сгорания ГТУ сжигается очищенное газообразное или жидкое органическое топливо с большими избытками воздуха в газах ($\alpha_r=2,5-4,0$), что обусловлено поддержанием температуры $t_{н.т}$ газов на входе в турбину на заданном уровне 900-1100 °С (для ГТУ пятого поколения $t_{н.т} \approx 1300$ °С). При таких условиях работы ГТУ в атмосферу отводится отработавшая в котле-утилизаторе газовоздушная смесь и причем при достаточно низкой температуре 100-120 °С.

При этом появляется возможность одновременно с отказом от строительства и эксплуатации дымовой трубы улучшить микроклимат на прилегающей территории станции за счет осушки и увеличения высоты подъема паровоздушного факела, отводимого из вытяжной башни градирни. Кроме того, повышается эффективность работы и паротурбинной части электростанции в теплый период года вследствие снижения температуры охлаждаемой в градирне циркуляционной воды.

Расчет процессов тепло- и массообмена

С целью повышения экономичности парогазовой ТЭС предложено осуществлять отвод уходящих газов котла-утилизатора газотурбинной установки в атмосферу через вытяжную башню испарительной градирни с естественной вентиляцией воздуха (рис. 8.7) [365].

По методике, изложенной в [198], выполнен расчет процессов тепло- и массообмена газовоздушной смеси, движущейся в башенной градирне, установленной на ПГУ-200 Сызранской ТЭЦ. В состав ПГУ-200 входят две ГТУ PG6111FA, два паровых котла-утилизатора КУП-110/15-8,0/0,7-540/200 и одна паровая турбина Siemens SST-600 (мощностью 60/75 МВт) с генератором S-GEN5-100.

Методика расчета башенной градирни заключается в определении методом последовательных приближений температуры воды и воздуха на

выходе из градирни. Задавшись температурой воздуха на выходе из градирни, определяется самотяга. Из равенства самотяги и аэродинамического сопротивления градирни находится скорость и, соответственно, расход воздуха. Полученные значения температуры воздуха и циркуляционной воды на выходе из вытяжной башни градирни сопоставляются с принятыми ранее значениями.

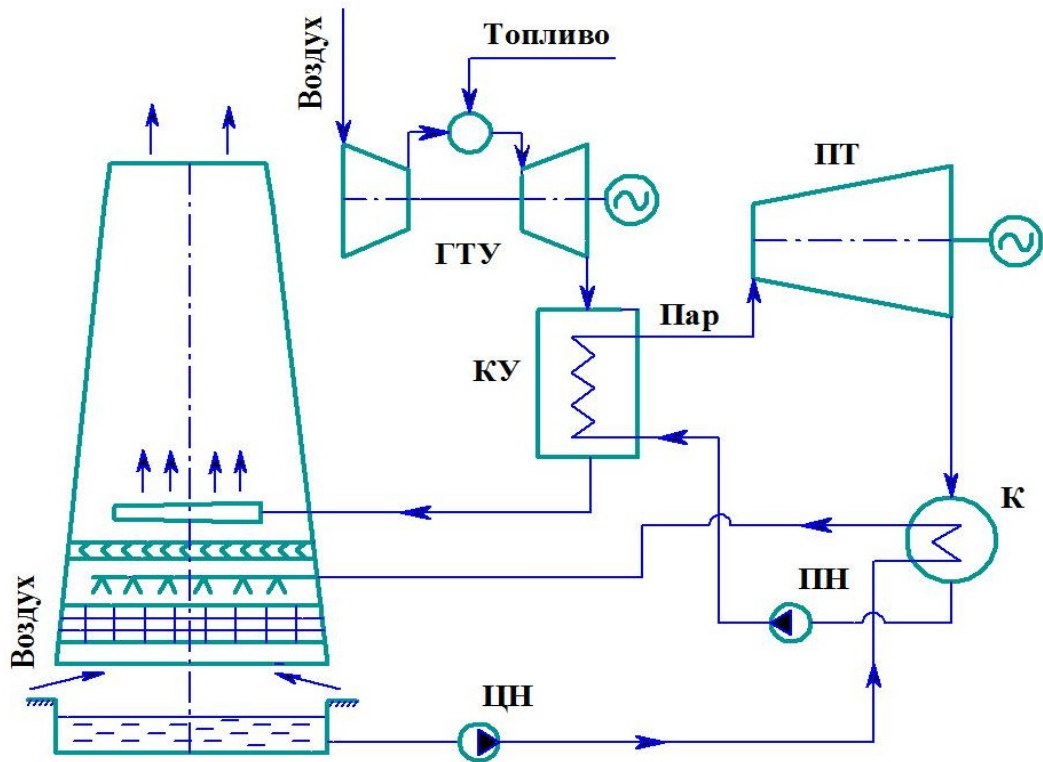


Рис. 8.7. Тепловая схема ПГУ с отводом уходящих газов от котла-утилизатора в атмосферу через вытяжную башню градирни:

ГТУ – газотурбинная установка; КУ – котел-утилизатор; ПТ – паровая турбина; К – конденсатор; ПН – питательный насос; ЦН – циркуляционный насос

Исходные данные

Площадь оросителя $F_{ор}$, m^2 ; высота оросителя $H_{ор}$, м; высота градирни $H_{гр}$, м; диаметр основания башни $D_{осн}$, м; диаметр устья $D_{уст}$, м; высота воздухоподводящих окон $H_{ок}$, м; площадь воздухоподводящих окон $F_{ок}$, m^2 ; температура ϑ_1 , $^{\circ}C$, и относительная влажность ϕ_1 наружного воздуха; барометрическое давление p_6 , $кг/м^2$; температура охлаждаемой воды на входе в градирню t_1 , $^{\circ}C$; расход циркуляционной воды $G_{ж}$, $m^3/ч$; температура газов после котла-утилизатора парогазовой установки t_r , $^{\circ}C$; расход газов G_r , $кг/с$.

Ниже приведена методика расчета тепломассообменных процессов газоз-воздушной смеси, движущейся в вытяжной башне градирни.

Плотность орошения $q_{ж}$, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$:

$$q_{ж} = \frac{G_{ж}}{F_{ор}}; \quad (8.20)$$

отношение площади воздухоподводящих окон к площади оросителя $F_{ок}/F_{ор}$;

высота башни градирни, м:

$$H_{б} = H_{гр} - H_{ок} - H_{ор}. \quad (8.21)$$

Задаются температурой ϑ_2 , °С, воздуха на выходе из градирни. Определяют парциальное давление насыщенных водяных паров p''_{ϑ_1} и p''_{ϑ_2} , $\text{кгс}/\text{м}^2$, и плотность насыщенных водяных паров ρ''_{ϑ_1} и ρ''_{ϑ_2} , $\text{кг}/\text{м}^3$, при температуре воздуха на входе в градирню и на выходе из нее соответственно.

Плотность воздуха начальная, $\text{кг}/\text{м}^3$:

$$\rho_1 = \frac{p_б - \varphi_1 p''_{\vartheta_1}}{R_в (\vartheta_1 + 273,15)} + \varphi_1 \rho''_{\vartheta_1}, \quad (8.22)$$

и плотность ρ_2 , $\text{кг}/\text{м}^3$, воздуха конечная:

$$\rho_2 = \frac{p_б - \varphi_2 p''_{\vartheta_2}}{R_в (\vartheta_2 + 273,15)} + \varphi_2 \rho''_{\vartheta_2}, \quad (8.23)$$

где $R_в$ – газовая постоянная для воздуха, $\text{кгс} \cdot \text{м}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Из равенства $\xi_{ор}/\xi_{общ}=0,4$ (для конкретного типа градирни [253]) определяют общий коэффициент сопротивления градирни:

$$\xi_{общ} = \frac{\xi_{ор}}{0,4}, \quad (8.24)$$

где $\xi_{ор}$ – коэффициент сопротивления оросителя.

Далее определяют самотягу градирни, Па:

$$\Delta p = H_{б} g (\rho_1 - \rho_2). \quad (8.25)$$

Скорость воздуха в свободном сечении градирни, м/с:

$$\omega = \sqrt{\frac{2\Delta p}{1,1\xi_{\text{общ}}\rho_{\text{ср}}}}, \quad (8.26)$$

где $\rho_{\text{ср}} = (\rho_1 + \rho_2)/2$ – средняя плотность воздуха, кг/м³.

Расход воздуха рассчитывается по формуле, кг/с:

$$G_{\text{в}} = \rho_{\text{ср}}\omega S_{\text{б.ср}}, \quad (8.27)$$

где $S_{\text{б.ср}} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D_{\text{осн}} + D_{\text{уст}}}{2} \right)^2$ – средняя площадь поперечного сечения башни, м².

Удельный расход воздуха:

$$\lambda = G_{\text{в}}/G_{\text{ж}}. \quad (8.28)$$

Температура τ , °С, воздуха по смоченному термометру при ϑ_1 , °С, и φ_1 определяется по диаграмме Молье.

Характеристики A , м определяются в зависимости от типа оросителя [253].

Вспомогательный коэффициент

$$k = 1 - \frac{t_2 c_{\text{ж}}}{r}, \quad (8.29)$$

где $c_{\text{ж}}$ – удельная массовая теплоемкость воды, кДж/(кг·К); r – теплота парообразования, кДж/кг; t_2 – принимаемая температура воды на выходе из градирни, °С.

Определяют плотность ρ_{ϑ_1} , кг/м³, воздуха при ϑ_1 , °С, давление p''_{t_1} и p''_{t_2} , кгс/м², насыщения водяного пара при температурах t_1 и t_2 , °С, циркуляционной воды на входе в градирню и выходе из нее соответственно, а также плотность ρ''_{t_1} и ρ''_{t_2} , кг/м³, пара при тех же температурах воды.

Средняя температура воды в градирне, °С:

$$t_m = t_{\text{ср}} = \frac{t_1 + t_2}{2}. \quad (8.30)$$

По температуре t_m , °С, определяют давление p''_{t_m} , кгс/м², и плотность ρ''_{t_m} , кг/м³, насыщенного пара.

Разность между температурами циркуляционной воды, °С:

$$\Delta t = t_1 - t_2. \quad (8.31)$$

Значения удельных энтальпий воздуха, кДж/кг:

$$h_1'' = t_1 c_B + \frac{\varphi_2 \rho_{t_1}'' R_B (t_1 + 273,15)}{p_6 - \varphi_2 p_{t_1}''} (r + 1,92 t_1); \quad (8.32)$$

$$h_2'' = t_2 c_B + \frac{\varphi_2 \rho_{t_2}'' R_B (t_2 + 273,15)}{p_6 - \varphi_2 p_{t_2}''} (r + 1,92 t_2); \quad (8.33)$$

$$h_1 = \vartheta_1 c_B + \frac{\varphi_1 \rho_{\vartheta_1}'' R_B (\vartheta_1 + 273,15)}{p_6 - \varphi_1 p_{\vartheta_1}''} (r + 1,92 \vartheta_1); \quad (8.34)$$

$$h_m'' = t_m c_B + \frac{\varphi_2 \rho_{t_m}'' R_B (t_m + 273,15)}{p_6 - \varphi_2 p_{t_m}''} (r + 1,92 t_m). \quad (8.35)$$

Поправка к энтальпии:

$$\delta_h'' = \frac{h_1'' + h_2'' - 2h_m''}{4}. \quad (8.36)$$

Энтальпия воздуха на выходе из оросителя, кДж/кг:

$$h_2 = h_1 + \frac{c_{ж} \Delta t}{k \lambda}. \quad (8.37)$$

Среднее значение разности энтальпий, кДж/кг:

$$\Delta h_{cp} = \frac{(h_1'' - h_2) - (h_2'' - h_1)}{\ln \left(\frac{h_1'' - h_2 - \delta_h''}{h_2'' - h_1 - \delta_h''} \right)}. \quad (8.38)$$

Используя вышеприведенные величины, определяют температуру охлажденной воды, °С:

$$t_2' = t_1 - \frac{A \lambda^m H_{op} k \Delta h_{cp}}{c_{ж}}. \quad (8.39)$$

Погрешность между принятой и расчетной значениями температуры охлажденной воды:

$$\delta_1 = \frac{|t_2 - t_2'|}{t_2'}; \quad (8.40)$$

объемный коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности влагосодержаний, м³/(м³·ч):

$$\beta_{xv} = A\lambda^m q_{ж}. \quad (8.41)$$

Безразмерный критерий Меркеля:

$$Me = \frac{\beta_{xv} H_{op}}{q_{ж}} = \frac{\Delta t c_{ж}}{k \Delta h_{cp}} = A H_{op} \lambda^m. \quad (8.42)$$

Температура воздуха на выходе из оросителя, °С:

$$\vartheta'_2 = \vartheta_1 + (t_{cp} - \vartheta_1) \frac{h_2 - h_1}{h_m'' - h_1}. \quad (8.43)$$

Погрешность между принятой и полученной значениями температуры воздушного потока на выходе из оросителя:

$$\delta_2 = |\vartheta_2 - \vartheta'_2| / \vartheta'_2. \quad (8.44)$$

Температура газозвушной смеси на выходе из градирни, °С:

$$\vartheta'_{см} = \frac{G_B c_B \vartheta'_2 + G_T c_T t_T}{G_{см} c_{см}}. \quad (8.45)$$

где $G_{см} = G_T + G_B$ – расход выходящей из градирни газозвушной смеси, кг/с; c_B , c_T и $c_{см}$ – удельная массовая теплоемкость нагретого воздуха, уходящих газов и газозвушной смеси, кДж/(кг·К). В расчетах принято $c_B \approx c_T \approx c_{см}$.

Погрешность между принятой и полученной величинами температуры выходящей из градирни газозвушной смеси:

$$\delta_3 = |\vartheta_2 - \vartheta'_{см}| / \vartheta'_{см}. \quad (8.46)$$

По специально разработанной программе на ПЭВМ выполнен расчет процессов тепло- и массообмена газозвушной смеси, движущейся в башенной градирне, для двух случаев ее работы: без отвода и с применением отвода уходящих газов от двух котлов-утилизаторов ПГУ-200 Сызранской ТЭЦ в атмосферу через вытяжную башню градирни. Результаты выполненных расчетов представлены в табл. 8.3.

Исходные данные для выполнения расчета: площадь оросителя $F_{op} = 2350$ м²; высота оросителя $H_{op} = 1$ м; высота градирни $H_{гр} = 74,4$ м; диаметр основания башни $D_{осн} = 60,4$ м; диаметр устья $D_{уст} = 35,85$ м; высота воздухоходных окон $H_{ок} = 6,5$ м; площадь воздухоходных окон $F_{ок} = 1029,29$

m^2 ; температура воздуха $\vartheta_1=21$ °С; относительная влажность воздуха $\varphi_1=54\%$; барометрическое давление $p_6=745$ мм рт.ст.=10128,28 кгс/м²=99,325 кПа; температура охлаждаемой воды на входе в градирню $t_1=38$ °С; расход воды $G_{ж}=14000$ м³/ч; температура газов после котла-утилизатора парогазовой установки $t_r=115$ °С; расход газов $G_r=420$ кг/с.

Таблица 8.3

Результаты расчетов процессов тепло- и массообмена в вытяжной башне градирни ПГУ-200 Сызранской ТЭЦ

Наименование параметра, расчетная формула	Значение параметра	
	Без отвода газов через вытяжную башню градирни	С отводом газов через вытяжную башню градирни
Плотность орошения, м ³ /(м ² ·ч) $q_{ж} = G_{ж}/F_{ор}$	5,957	5,957
Отношение площади окон к площади оросителя $F_{ок}/F_{ор}$	0,438	0,438
Высота башни градирни, м $H_6 = H_{гр} - H_{ок} - H_{ор}$	66,9	66,9
Принятая температура воздуха на выходе из градирни ϑ_2 , °С	32,5	41,68
Парциальное давление насыщенных водяных паров [5]: при ϑ_1 p''_{ϑ_1} , кгс/м ² при ϑ_2 p''_{ϑ_2} , кгс/м ²	248,81 489,55	248,81 807,2
Плотность насыщенных водяных паров [5]: при ϑ_1 ρ''_{ϑ_1} , кг/м ³ при ϑ_2 ρ''_{ϑ_2} , кг/м ³	0,0184 0,0348	0,0184 0,0557
Плотность воздуха начальная, кг/м ³ $\rho_1 = \frac{p_6 - \varphi_1 p''_{\vartheta_1}}{R_B(\vartheta_1 + 273,15)} + \varphi_1 \rho''_{\vartheta_1}$ Газовая постоянная для воздуха R_B , кгс·м/(кг·К)	1,1707 29,27	1,1707 29,27
Плотность воздуха конечная, кг/м ³ $\rho_2 = \frac{p_6 - \varphi_2 p''_{\vartheta_2}}{R_B(\vartheta_2 + 273,15)} + \varphi_2 \rho''_{\vartheta_2}$	1,1122 (при $\varphi_2 = 1$)	1,0704 (при $\varphi_2 = 0,9$)
Коэффициент сопротивления оросителя $\xi_{ор}$ [253]	18,2	18,2
Отношение $\xi_{ор}/\xi_{общ}$ [253]	0,4	0,4
Общий коэффициент сопротивления градирни $\xi_{общ} = \xi_{ор}/0,4$	45,5	46
Самотяга градирни, Па $\Delta p = H_6 g(\rho_1 - \rho_2)$	38,39	61,19
Средняя плотность воздуха, кг/м ³ $\rho_{ср} = (\rho_1 + \rho_2)/2$	1,1415	1,1206
Скорость воздуха в свободном сечении градирни, м/с $\omega = \sqrt{2\Delta p / (\xi_{общ} \rho_{ср} k_{\xi})}$ $k_{\xi} = 1,1$	1,159	1,469
Расход воздуха, кг/с $G_B = \rho_{ср} \omega S_{б,ср}$ Средняя площадь поперечного сечения башни, м ²	2405,3	2992,84

Наименование параметра, расчетная формула	Значение параметра	
	Без отвода газов через вытяжную башню градирни	С отводом газов через вытяжную башню градирни
$S_{б.ср} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D_{осн} + D_{уст}}{2} \right)^2$	1818,07	1818,07
Удельный расход воздуха $\lambda = G_B / G_{ж}$	0,6185	0,7696
Температура воздуха по смоченному термометру τ , °С, для ϑ_1 , φ_1 (по диаграмме Молье)	15	15
Характеристики оросителя [253]: A , 1/м m	1,41 0,54	1,41 0,54
Теплоемкость воды $c_{ж}$, кДж/(кг·К)	4,1795	4,18
Теплота парообразования r , кДж/кг [5]	2422,6	2424,2
Принимаем температуру воды на выходе из градирни t_2 , °С	28,08	26,77
Вспомогательный коэффициент: $k = 1 - \frac{t_2 c_{ж}}{r}$	0,9516	0,9538
Плотность воздуха при температуре ϑ_1 ρ_{ϑ_1} , кг/м ³	1,2	1,2
Давление насыщенного пара, кгс/м ² , при температуре t_1 , °С: p''_{t_1} t_2 , °С: p''_{t_2}	663,24 380,05	663,24 352
Плотность пара, кг/м ³ , при температуре t_1 , °С: ρ''_{t_1} t_2 , °С: ρ''_{t_2}	0,0463 0,0274	0,0463 0,0255
Средняя температура воды в градирне, °С $t_m = t_{ср} = (t_1 + t_2) / 2$	33,04	32,385
Давление насыщенного пара при t_m , p''_{t_m} , кгс/м ² Плотность насыщенного пара при t_m , ρ''_{t_m} , кг/м ³	504,64 0,0358	486,38 0,0346
Разность температур воды в градирне, °С $\Delta t = t_1 - t_2$	9,92	11,23
Величины удельных энтальпий воздуха, кДж/кг (при $\varphi_2 = 1$) $h''_1 = t_1 c_B + \frac{\varphi_2 \rho''_{t_1} R_B (t_1 + 273,15)}{p_б - \varphi_2 p''_{t_1}} (r + 1,92 t_1)$ $h''_2 = t_2 c_B + \frac{\varphi_2 \rho''_{t_2} R_B (t_2 + 273,15)}{p_б - \varphi_2 p''_{t_2}} (r + 1,92 t_2)$ $h_1 = \vartheta_1 c_B + \frac{\varphi_1 \rho''_{\vartheta_1} R_B (\vartheta_1 + 273,15)}{p_б - \varphi_1 p''_{\vartheta_1}} (r + 1,92 \vartheta_1)$ $h''_m = t_m c_B + \frac{\varphi_2 \rho''_{t_m} R_B (t_m + 273,15)}{p_б - \varphi_2 p''_{t_m}} (r + 1,92 t_m)$	149,178 89,454 42,082 115,923	149,249 83,456 42,096 112,178
Поправка к энтальпии $\delta''_h = (h''_1 + h''_2 - 2h''_m) / 4$	1,6965	2,0873
Энтальпия воздуха на выходе из оросителя, кДж/кг $h_2 = h_1 + \frac{c_{ж} \Delta t}{k \lambda}$	112,53	106,04

Наименование параметра, расчетная формула	Значение параметра	
	Без отвода газов через вытяжную башню градирни	С отводом газов через вытяжную башню градирни
Средняя разность энтальпий, кДж/кг $\Delta h_{cp} = \frac{(h_1'' - h_2) - (h_2'' - h_1)}{\ln\left(\frac{h_1'' - h_2 - \delta_h''}{h_2'' - h_1 - \delta_h''}\right)}$	40,075	40,19
Температура охлажденной воды, °C $t_2' = t_1 - A\lambda^m H_{op} k \Delta h_{cp} / c_{ж}$	28,075	26,775
Погрешность между принятой и полученной величинами температуры циркуляционной воды на выходе из градирни $\delta_1 = t_2 - t_2' / t_2'$	0,00018	0,00019
Объемный коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности влагосодержаний, м ³ /(м ³ ·ч) $\beta_{xv} = A\lambda^m q_{ж}$	6,48	7,292
Безразмерный критерий Меркеля $Me = \frac{\beta_{xv} H_{op}}{q_{ж}} = \frac{\Delta t c_{ж}}{k \Delta h_{cp}} = AH_{op} \lambda^m$	1,088	1,224
Температура воздуха на выходе из оросителя, °C $\vartheta_2' = \vartheta_1 + (t_{cp} - \vartheta_1) \frac{h_2 - h_1}{h_m'' - h_1}$	32,487	31,388
Погрешность между принятой и полученной величинами температуры воздушного потока на выходе из градирни $\delta_2 = \vartheta_2 - \vartheta_2' / \vartheta_2'$	0,0004	---
Расход выходящей из градирни газовой смеси, кг/с $G_{cm} = G_{г} + G_{в}$	---	3412,84
Температура газовой смеси на выходе из градирни, °C $\vartheta_{cm}' = \frac{G_{в} c_{в} \vartheta_2' + G_{г} c_{г} t_{г}}{G_{cm} c_{cm}}$	---	41,678
Погрешность между принятой и полученной величинами температуры выходящей из градирни газовой смеси $\delta_3 = \vartheta_2 - \vartheta_{cm}' / \vartheta_{cm}'$	---	0,00005

Анализ результатов расчетов процессов тепло- и массообмена, приведенных в табл. 8.3, показал, что при применении отвода уходящих газов от двух котлов-утилизаторов в атмосферу через вытяжную башню градирни возрастают температура отводимого воздуха (смеси воздуха с газами) с 32,5 до 41,7 °C (на 9,2 °C), самотяга Δp с 38,39 до 61,19 Па (на 22,8 Па), скорость воздуха в свободном сечении градирни с 1,16 до 1,47 м/с (на 0,31 м/с), расход воздуха через ороситель с 2405,3 до 2992,84 кг/с (на 587,54 кг/с). При этом температура циркуляционной воды t_2 на выходе из градирни снижается с

28,08 до 26,77 °С (на 1,31 °С) (рассматривается теплый период года), что обеспечивает более глубокий вакуум в конденсаторе паровой турбины парогазовой установки.

Таким образом, применение отвода уходящих газов от котлов-утилизаторов ПГУ-200 в атмосферу через вытяжную башню градирни позволяет повысить эффективность работы градирни и паротурбинной установки ПГУ. Повышение экономичности ПГУ при отводе уходящих газов котла-утилизатора через вытяжную башню градирни происходит за счет интенсификации процессов тепло- и массообмена в оросительном устройстве вытяжной башни градирни вследствие повышения скорости движения воздуха, обусловленного возрастанием температуры смеси воздуха и газов на выходе из вытяжной башни градирни ($G_{см}=3412,84$ кг/с, $t_{см}=41,7$ °С).

Расчет экономической эффективности

Температура охлаждаемой (циркуляционной) воды на входе в градирню $t_1=38$ °С. При недогреве циркуляционной воды в конденсаторе паровой турбины, равном 4 °С, температура насыщения $t_s=38+4=42$ °С и давление в конденсаторе $p_k=8,21$ кПа. Учитывая, что для ПГУ-200 Сызранской ТЭЦ при отводе газов от двух котлов-утилизаторов в атмосферу через вытяжную башню градирни температура циркуляционной воды при ее охлаждении в вытяжной башне дополнительно понижается на 1,31 °С, то в таком случае давление в конденсаторе паровой турбины уменьшится и станет равным 7,66 кПа.

Расход топлива (природного газа) в камеру сгорания одной ГТУ, работающей на номинальном режиме, равен $B_{ГТУ}=4,24$ кг/с, мощность $N_9^{ГТУ}=73,65$ МВт, электрический КПД ГТУ $\eta_9^{КПД}=35,2\%$, температура газов на входе в котел-утилизатор и на выходе из него 425 и 115 °С соответственно. Начальные и конечные параметры водяного пара: $p_0=7,56$ МПа, $t_0=400$ °С, $p_k=0,00821$ МПа, $t_k=42$ °С.

1. Отвод газов через вытяжную башню градирни не осуществляется. Па-

параметры рабочих тел: $p_0=7,56$ МПа, $t_0=400$ °С, $h_0=3148,1$ кДж/кг, $p_k=8,21$ кПа, $t_s=42$ °С, $h'_k=175,9$ кДж/кг, $h_{k.a}=2004,7$ кДж/кг.

2. Отвод газов через вытяжную башню градирни осуществляется. Параметры рабочих тел: $p_0=7,56$ МПа, $t_0=400$ °С, $h_0=3148,1$ кДж/кг, $p_k=7,66$ кПа, $t_s=40,7$ °С, $h'_k=170,42$ кДж/кг, $h_{k.a}=1997,1$ кДж/кг [5, 6].

Здесь h'_k – энтальпия конденсата отработавшего в турбине водяного пара; $h_{k.a}$ – энтальпия отработавшего в турбине водяного пара при изоэнтропийном (адиабатном) процессе расширения.

Ниже приведены результаты расчетов термического КПД цикла Ренкина η_t паросиловой установки без учета подогрева воды в питательном насосе, паротурбинной установки $\eta_{пту}$ и парогазовой установки $\eta_{пгу}$. При этом индексом «1» и «2» обозначен параметр соответственно без отвода и с отводом газов через вытяжную башню градирни ПГУ.

Термический КПД (брутто) цикла Ренкина паросиловой установки определялся по формуле (1.19). КПД паротурбинной и парогазовой установок рассчитывался по формулам (1.17) и (1.42) соответственно, при этом внутренний относительный и механический КПД паровой турбины $\eta_{0i}=0,85$, $\eta_m=0,985$, КПД электрогенератора $\eta_r=0,98$. КПД котла-утилизатора $\eta_{ку}=0,76$ (76%) рассчитывался по формуле (1.43).

Удельный расход условного топлива ϵ_y , г/(кВт·ч) (на единицу произведенной электроэнергии)

$$\epsilon_y=123/\eta_{пгу}. \quad (8.47)$$

Выполнены расчеты, получены следующие результаты:

1. $\eta_{t1}=0,3847$, $\eta_{пту1}=0,3156$, $\eta_{пгу1}=0,50743$, $b_{y1}=242,4$ г/(кВт·ч);
2. $\eta_{t2}=0,38654$, $\eta_{пту2}=0,3172$, $\eta_{пгу2}=0,50821$, $b_{y2}=242,03$ г/(кВт·ч).

Таким образом, осуществляя отвод уходящих газов от двух котлов-утилизаторов ПГУ Сызранской ТЭЦ в атмосферу через вытяжную башню градирни с естественной вентиляцией воздуха повышаются: термический КПД цикла Ренкина паросиловой установки на 0,184% (с 38,47 до 38,654%),

КПД паротурбинной установки на 0,16% (с 31,56 до 31,72%), КПД парогазовой установки на 0,08% (с 50,74 до 50,82%), при этом удельный расход условного топлива уменьшается на 0,37 г/(кВт·ч) или на 0,15%, то есть с 242,4 до 242,03 г/(кВт·ч).

8.4. Промежуточный перегрев водяного пара в двухконтурном котле-утилизаторе парогазовой установки

8.4.1. Промежуточный перегрев водяного пара в котле-утилизаторе ПГУ-170 и ПГУ-450

Парогазовые установки в сравнении с паросиловыми блоками наносят меньший вред окружающей среде. Это объясняется применением в качестве основного вида топлива природного газа, доля использования которого в российском энергетическом секторе превышает 60%, и относительно малым потреблением циркуляционной воды [173, 177]. Производство и ввод в эксплуатацию парогазовых установок утилизационного типа (ПГУ-У) – основное направление развития энергетики [302, 312, 314].

Для повышения надежности и экономичности работы парогазового блока ПГУ-170 предлагается в двухконтурном котле-утилизаторе после основного пароперегревателя высокого давления (ПЕВД) по ходу движения газов дополнительно расположить ступень промежуточного пароперегревателя, что является отличительной особенностью предлагаемой тепловой схемы ПГУ-У. Размещение промежуточного пароперегревателя за ПЕВД по ходу газов позволяет упростить компоновку котла-утилизатора и повысить надежность теплообменной поверхности промежуточного пароперегревателя вследствие ее расположения в зоне пониженных температур по сравнению с поверхностью нагрева ПЕВД (рис. 8.8).

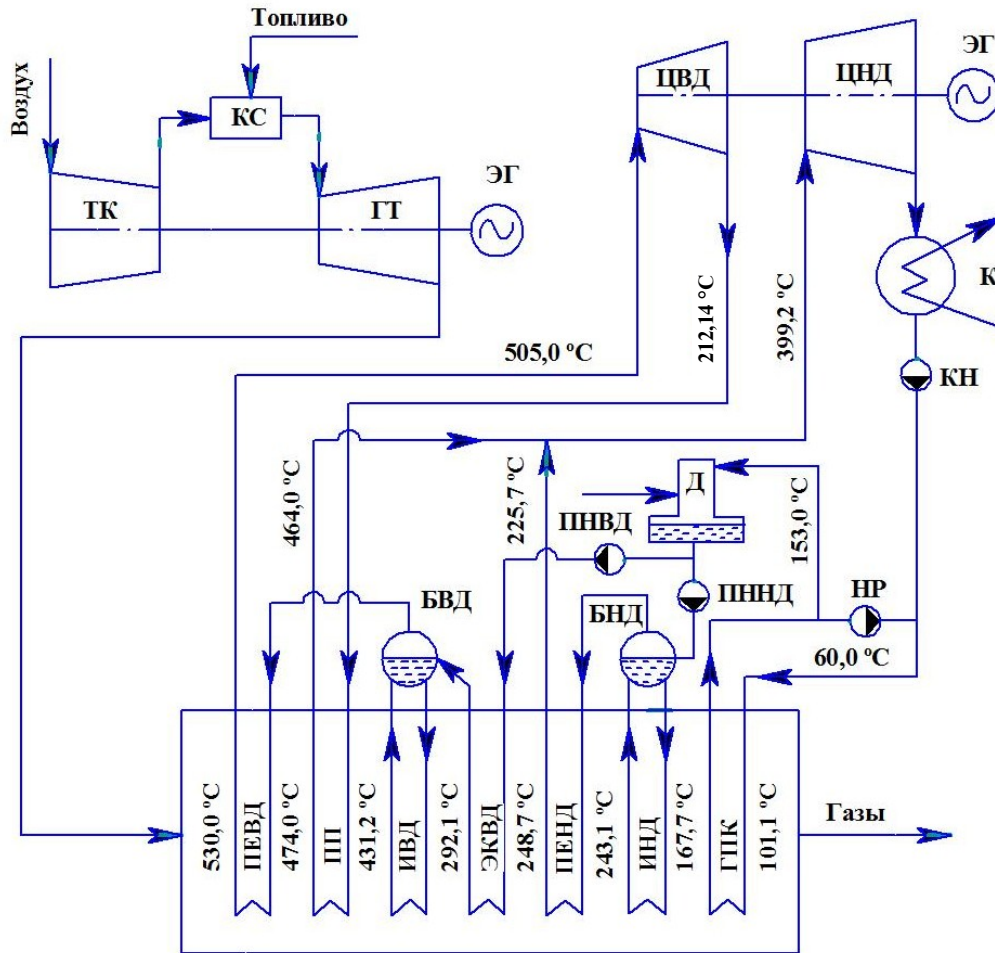


Рис. 8.8. Принципиальная тепловая схема ПГУ-170 с промежуточным перегревом водяного пара в двухконтурном котле-утилизаторе

В состав рассматриваемого блока парогазовой установки ПГУ-170 входят: одна газотурбинная установка ГТЭ-110 номинальной мощностью 110 МВт с электрогенератором ТВФ-120, двухконтурный горизонтальный котёл-утилизатор П-88 с естественной циркуляцией рабочего тела в испарительных контурах высокого и низкого давлений и двухцилиндровая конденсационная паровая турбина К-80-7,0. Расчетная электрическая мощность ПГУ-170 при работе без промежуточного перегрева водяного пара составляет 166,0 МВт, а ее КПД – 52,82%.

С целью определения эффективности использования вторичного перегрева водяного пара в ПГУ с двухконтурным котлом-утилизатором рассматривается однократный промежуточный перегрев пара с размещением промежуточного пароперегревателя в котле-утилизаторе после основного паропе-

регревателя высокого давления. Котел-утилизатор П-88 содержит: газовый подогреватель конденсата (ГПК); испарители низкого и высокого давления (ИНД, ИВД); пароперегреватели низкого и высокого давления (ПЕНД, ПЕВД); экономайзер высокого давления (ЭКВД); промежуточный пароперегреватель (ПП).

Парогазовая установка работает следующим образом. После необходимой очистки атмосферный воздух поступает в воздушный компрессор ГТУ, в котором происходит повышение его давления до требуемого значения. Поток воздуха после турбокомпрессора делится на три части. Одна часть воздуха направляется в камеру сгорания, в которую под требуемым давлением поступает также природный газ. Другая часть воздуха смешивается с продуктами сгорания после камеры сгорания для обеспечения необходимой температуры газов на входе в газовую турбину. Остальное небольшое количество сжатого воздуха проходит через специальные отверстия и щели для охлаждения корпуса и деталей пламенной трубы. В газовую турбину поступают газы (смесь продуктов сгорания природного газа с воздухом) при температуре 1170 °С. Мощность, вырабатываемая газовой турбиной, расходуется на привод электрогенератора и турбокомпрессора.

После газотурбинной установки газы поступают в двухконтурный котел-утилизатор (КУ), в котором осуществляется генерирование перегретого пара двух давлений. Из барабана высокого давления КУ насыщенный водяной пар направляется в ПЕВД, в котором пар перегревается до требуемой температуры и подается в цилиндр высокого давления (ЦВД) паровой турбины. В ЦВД осуществляется преобразование энергии пара в механическую работу. Отработавший в ЦВД пар направляется в промежуточный пароперегреватель, в котором осуществляется его перегрев до определенной температуры. После ПП перегретый пар поступает в камеру смешения, где к нему подмешивается перегретый пар контура низкого давления котла-утилизатора. Образовавшаяся паровая смесь направляется в цилиндр низкого давления (ЦНД) паровой турбины.

После ЦНД пар поступает в конденсатор, где конденсируется за счет подачи в него циркуляционной воды. Конденсат конденсатными насосами перекачивается в коллектор турбинного конденсата, подогревается в ГПК КУ и направляется в деаэратор. После деаэратора общий поток питательной воды разделяется на два потока, каждый из которых направляется в соответствующий контур циркуляции КУ. Для предварительного подогрева конденсата перед ГПК (до 60 °С) предусматривается линия рециркуляции.

С целью определения эффективности применения промежуточного перегрева водяного пара в зоне высоких температур КУ был проведен расчет тепловой схемы ПГУ-170 и определены экономические показатели ее работы. Расчеты выполнены для двух вариантов: 1) при работе ПГУ без промежуточного перегрева водяного пара; 2) при работе ПГУ с промежуточным перегревом водяного пара. За основу принята методика, изложенная в [177, 306, 314]. Результаты расчетов представлены на рис. 8.9, 8.10, 8.11 и в табл. 8.4.

Из уравнений теплового баланса для поверхностей нагрева котла-утилизатора рассчитывались энтальпии газов после пароперегревателей (ПЕВД, ПП, ПЕНД), экономайзера (ЭКВД) и газового подогревателя конденсата (ГПК) [306, 314].

Энтальпии газов:

после пароперегревателей высокого и низкого давлений

$$h''_{\text{ПЕВД}} = h'_{\text{КУ}} - D_0^{\text{ВД}} (h_0^{\text{ВД}} - h''_{s(\text{ВД})}) / G_{\text{Г}}; \quad (8.48)$$

$$h''_{\text{ПЕНД}} = h''_{\text{ЭКВД}} - D_0^{\text{НД}} (h_0^{\text{НД}} - h''_{s(\text{НД})}) / G_{\text{Г}}; \quad (8.49)$$

после промежуточного пароперегревателя

$$h''_{\text{УХ.ПП}} = h''_{\text{ПЕВД}} - D_0^{\text{ВД}} (h''_{\text{ПП}} - h'_{\text{ПП}}) / G_{\text{Г}}; \quad (8.50)$$

после водяного экономайзера высокого давления

$$h''_{\text{ЭКВД}} = h''_{\text{ИВД}} - D_0^{\text{ВД}} (h_1 - h''_{\text{Д}}) / G_{\text{Г}}; \quad (8.51)$$

на выходе из газового подогревателя конденсата

$$h''_{\text{КУ}} = h''_{\text{ИНД}} - G_{\text{ГПК}} (h''_{\text{К}} - h'_{\text{К}}) / G_{\text{Г}}, \quad (8.52)$$

где $h''_{\text{певд}}$, $h''_{\text{пенд}}$, $h''_{\text{ух.пп}}$, $h''_{\text{эквд}}$, $h''_{\text{ку}}$ – энтальпия газов соответственно после пароперегревателей высокого и низкого давления, промежуточного пароперегревателя, экономайзера высокого давления, газового подогревателя конденсата; $h'_{\text{ку}}$ – энтальпия газов на входе в котел-утилизатор; $h_0^{\text{ВД}}$, $h_0^{\text{НД}}$ – энтальпия перегретого водяного пара высокого и низкого давления; $h''_{s(\text{ВД})}$, $h''_{s(\text{НД})}$ – энтальпия водяного пара при температуре насыщения в барабане высокого и низкого давления; $h'_{\text{пп}}$, $h''_{\text{пп}}$ – энтальпия перегретого водяного пара на входе в промежуточный пароперегреватель и на выходе из него; G_{Γ} – массовый расход газов, поступающих в котел-утилизатор; h_1 – энтальпия воды, поступающей в барабан высокого давления; $h_{\text{д}}^{\text{ВД}}$ – энтальпия питательной воды контура высокого давления; h'_k , h''_k – энтальпия воды на входе в ГПК и на выходе из него; $h''_{\text{ивд}}$, $h''_{\text{инд}}$ – энтальпия газов после испарителей высокого и низкого давления; $D_0^{\text{ВД}}$ и $D_0^{\text{НД}}$ – расходы пара высокого и низкого давления; $G_{\text{ГПК}} = D_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{НД}} - D_{\text{д}} + G_{\text{р}}$ – расход воды через газовый подогреватель конденсата; $D_{\text{д}}$ и $G_{\text{р}}$ – расходы пара на деаэратор и воды на рециркуляцию.

Из уравнений теплового баланса для испарителя высокого давления и совокупной поверхности ПЕНД и ИНД рассчитывались расходы пара высокого и низкого давлений:

$$D_0^{\text{ВД}} = \frac{G_{\Gamma}(h''_{\text{ух.пп}} - h''_{\text{ивд}})}{h''_{s(\text{ВД})} - h_1}; \quad (8.53)$$

$$D_0^{\text{НД}} = \frac{G_{\Gamma}(h''_{\text{эквд}} - h''_{\text{инд}})}{h_0^{\text{НД}} - h_{\text{д}}^{\text{НД}}}. \quad (8.54)$$

Здесь $h_{\text{д}}^{\text{НД}}$ – энтальпия питательной воды контура низкого давления.

Расход греющего пара на деаэратор:

$$D_{\text{д}} = (D_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{НД}})(h_{\text{д}} - h''_k) / (h_0^{\text{НД}} - h''_k), \quad (8.55)$$

где h_d – энтальпия воды после деаэратора.

Расход конденсата на рециркуляцию для повышения температуры воды перед ГПК:

$$G_p = (D_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{НД}} - D_d) (h'_k - h_{\text{кн}}) / (h''_k - h'_k). \quad (8.56)$$

Здесь $h_{\text{кн}}$ – энтальпия конденсата после конденсатного насоса.

Массовый расход уходящих газов ГТУ $G_T = 365,84$ кг/с, коэффициент избытка воздуха $\alpha = 3,33$ рассчитывались по [177, 306]. По энтальпии газов на выходе из ГПК рассчитывается температура продуктов сгорания на выходе из котла-утилизатора $t''_{\text{ку}}$.

КПД котла-утилизатора зависит от энтальпий газов на входе в КУ и на выходе из его конвективной шахты, а также энтальпии отводимых в атмосферу газов и охлаждаемых в ней до температуры наружного воздуха [302, 306].

Температура газов после каждого испарителя определялась по температуре насыщения в барабане и принятому температурному напору:

$$\theta_s^{\text{ВД}} = t_s^{\text{ВД}} + \delta t_s^{\text{ВД}}; \quad \theta_s^{\text{НД}} = t_s^{\text{НД}} + \delta t_s^{\text{НД}}. \quad (8.57)$$

Энтальпия пара в камере смешения при осуществлении промежуточного перегрева водяного пара определялась по формуле:

$$h_{\text{см}} = [D_0^{\text{ВД}} h''_{\text{пп}} + (D_0^{\text{НД}} - D_d) h_0^{\text{НД}}] / (D_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{НД}} - D_d). \quad (8.58)$$

На рис. 8.9 изображена тепловая диаграмма двухконтурного котла-утилизатора П-88. На диаграмме пунктирной чертой изображен процесс перегрева водяного пара в промежуточном пароперегревателе, установленном после пароперегревателя высокого давления.

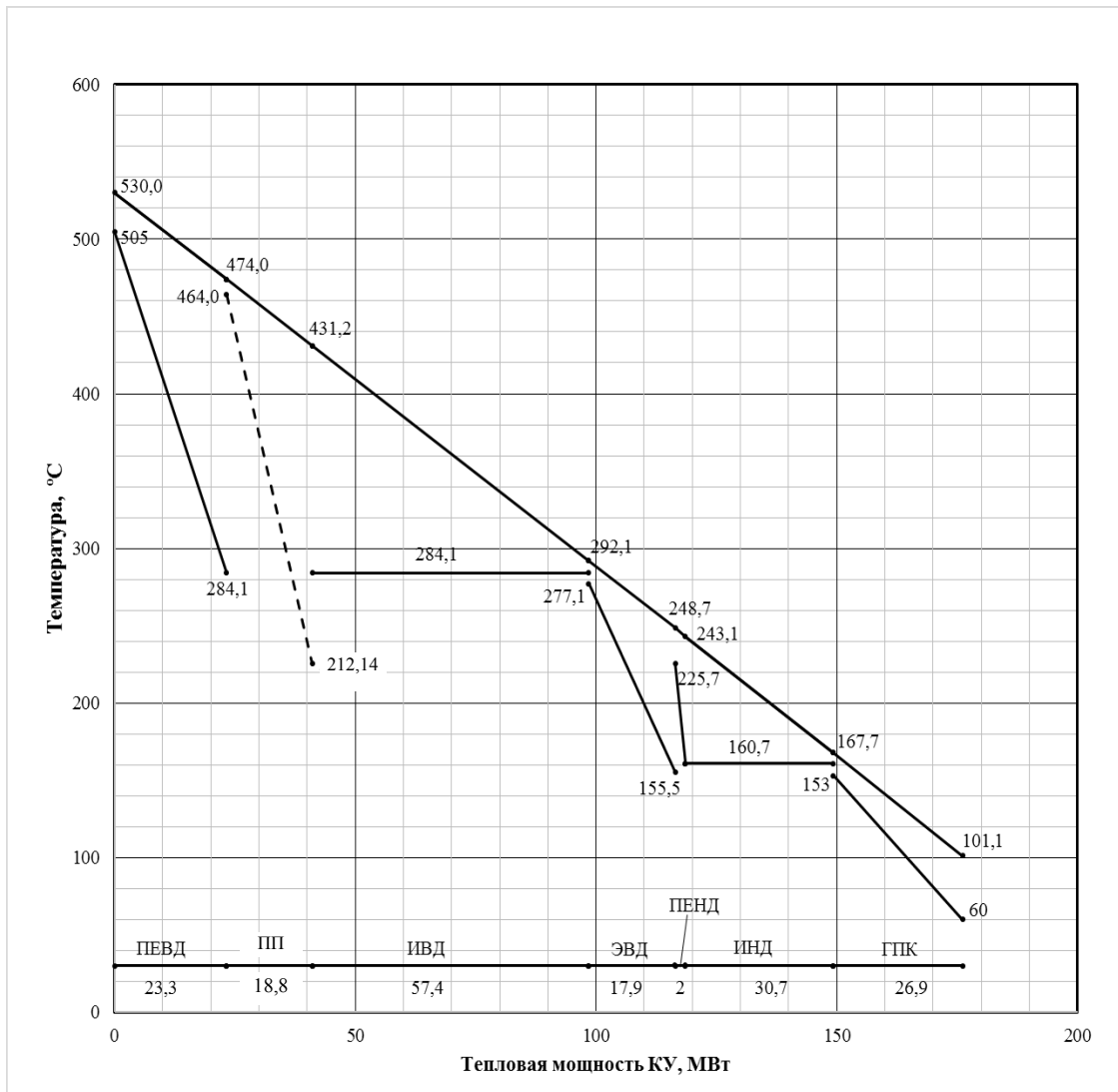


Рис. 8.9. Тепловая диаграмма котла-утилизатора П-88 с расположением промежуточного пароперегревателя после пароперегревателя высокого давления

На рис. 8.10 представлен процесс расширения водяного пара в турбине К-80-7,0 без осуществления промежуточного перегрева, а на рис. 8.11 – процесс расширения водяного пара в турбине при однократном промежуточном перегреве водяного пара в котле-утилизаторе с расположением промежуточного пароперегревателя после пароперегревателя высокого давления по ходу движения уходящих продуктов сгорания.

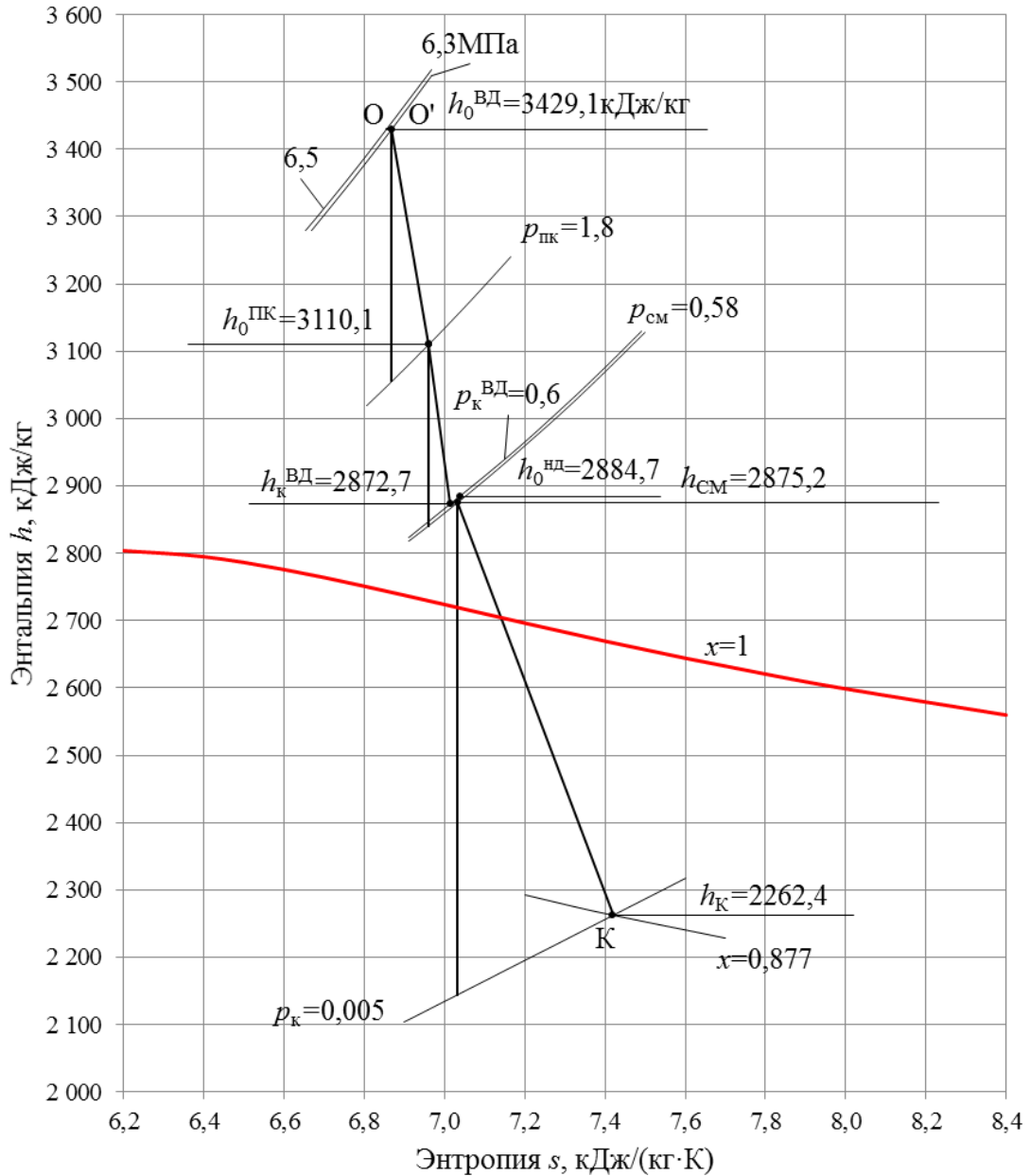


Рис. 8.10. Процесс расширения водяного пара в паровой турбине К-80-7,0 без осуществления промежуточного перегрева водяного пара в КУ

В табл. 8.4 приведены основные показатели работы ПГУ-170 с использованием промежуточного перегрева водяного пара в котле-утилизаторе и без его использования.

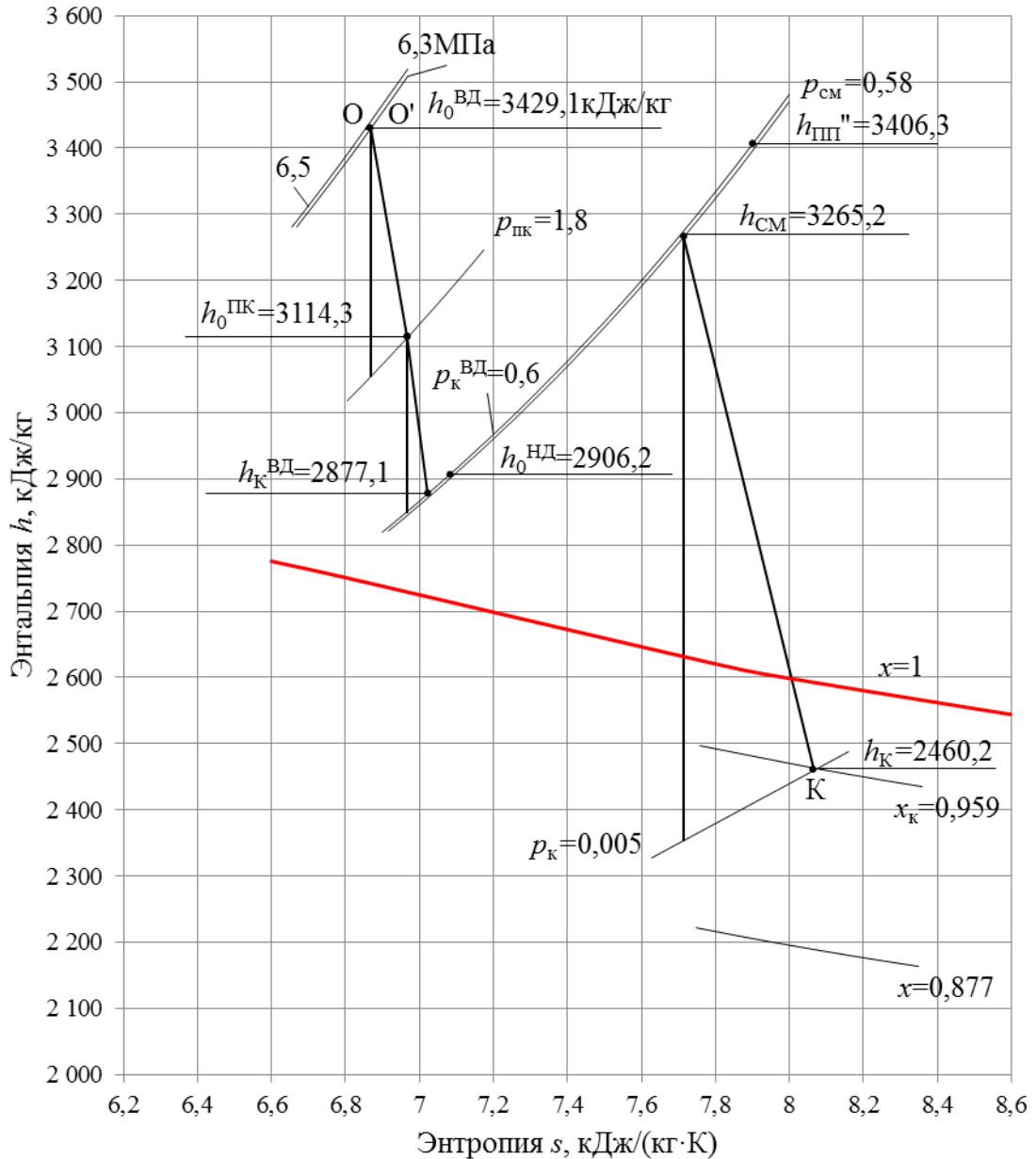


Рис. 8.11. Процесс расширения пара в турбине К-80-7,0 при осуществлении промежуточного перегрева пара в КУ

Прирост экономичности при введении промежуточного перегрева водяного пара оценивался путем сравнения результатов проведенных расчетов для двух вариантов работы ПГУ. Расчеты выполнялись при следующих исходных данных: давление пара: 6,5 и 0,6 МПа; $p_K = 5$ кПа; давление в деаэраторе – 0,55 МПа; мощность ГТУ – 110 МВт; электрический КПД ГТУ – 35%; температура поступающих в КУ газов – 530 °С, температура наружного воздуха – +15 °С.

**Основные показатели работы ПГУ-170 при реализации
промежуточного перегрева водяного пара в КУ и без его использования**

Параметр	Значение параметра	
	Без промежуточного перегрева водяного пара	Расположение ПП после ПЕВД
Мощность ГТУ, МВт	110,0	110,0
Электрический КПД ГТУ, %	35,0	35,0
Мощность ПТУ, МВт	56,0	60,8
Электрический КПД ПТУ, %	32,1	34,5
КПД котла-утилизатора, %	83,5	83,9
Мощность ПГУ, МВт	166,0	170,8
Электрический КПД ПГУ, %	52,82	54,34
Параметры перегретого пара ВД		
– давление, МПа	6,5	6,5
– температура, °С	505,0	505,0
– расход, т/ч	155,9	128,1
Параметры перегретого пара после ПП:		
– давление, МПа	--	0,6
– температура, °С	--	464,0
– расход, т/ч	--	128,1
Параметры пара в камере смешения паровой турбины:		
– давление, МПа	0,58	0,58
– температура, °С	210,8	399,2
– расход, т/ч	197,7	179,2
Параметры перегретого пара НД:		
– давление, МПа	0,6	0,6
– температура, °С	215,7	225,7
– расход, т/ч	45,1	52,5
Температура газов, °С:		
– на входе в КУ	530,0	530,0
– после пароперегревателя ВД	461,7	474,0
– после ПП	--	431,2
– после испарителя ВД	292,1	292,1
– после экономайзера ВД	238,7	248,7
– после пароперегревателя НД	234,8	243,1
– после испарителя НД	169,9	167,7
– на выходе из КУ	103,6	101,1
Удельный расход условного топлива, г/(кВт·ч)	232,87	226,35

Установлено, что при осуществлении промежуточного перегрева отработавшего в ЦВД паровой турбины К-80-7,0 пара в пароперегревателе, установленном в котле-утилизаторе после ПЕВД по ходу газов, электрическая мощ-

ность ПГУ-170 увеличивается на 4,8 МВт и составляет 170,8 МВт, степень сухости отработавшего в паровой турбине пара повышается с 0,877 до 0,959 (на 0,082), КПД парогазовой установки возрастает с 52,82 до 54,34% (на 1,52%). Удельный расход условного топлива по выработке электрической энергии снижается с 232,87 до 226,35 г/(кВт·ч) (на 2,8%). Экономия условного топлива для ПГУ-170 при наработке 7500 ч/год и стоимости условного топлива 3700 руб/т.у.т. в денежном выражении составляет 30 млн. 903 тыс.руб/год [186].

Аналогичные расчеты выполнены для парогазового блока ПГУ-450, в состав которого входит следующее оборудование: две газотурбинные установки Siemens V94.2 номинальной мощностью 157 МВт, два вертикальных двухконтурных котла-утилизатора П-90 с принудительной циркуляцией воды и паровая турбина конденсационного типа К-150-8. Расчетная электрическая мощность ПГУ-450 в номинальном режиме при работе без промежуточного перегрева водяного пара составляет 463,3 МВт, а ее КПД – 50,76%.

Тепловая схема ПГУ-450 с однократным промежуточным перегревом водяного пара в двухконтурном КУ изображена на рис. 8.12. Результаты выполненных расчетов представлены на рис. 8.13, 8.14, 8.15 и в табл. 8.5. Расчет двухконтурной ПГУ-450 проводился при следующих данных: давление генерируемого перегретого пара: 8,0 и 0,65 МПа; давление в конденсаторе паровой турбины – 5 кПа; давление в деаэраторе – 0,6 МПа; мощность ГТУ – 157 МВт; электрический КПД ГТУ – 34,4%; температура газов за ГТУ – 537 °С. Теплофизические характеристики газов ГТУ рассчитывались для случая сжигания природного газа следующего состава: $\text{CH}_4=98,24\%$, $\text{C}_2\text{H}_6=0,29\%$, $\text{C}_3\text{H}_8=0,2\%$, $\text{C}_4\text{H}_{10}=0,09\%$, $\text{C}_5\text{H}_{12}=0,04\%$, $\text{CO}_2=0,14\%$, $\text{N}_2=1\%$; $Q_{\text{H}}^{\text{c}}=35,8$ МДж/м³, $\rho=0,729$ кг/м³ [298]. По формулам, приведенным в [177, 306], определены: расход газа в камеру сгорания ГТУ $B_{\text{Г}}=12,748$ м³/с; массовый расход уходящих газов ГТУ $G_{\text{Г}}=509$ кг/с; коэффициент избытка воздуха в уходящих газах $\alpha=3,21$. Для удобства выполнения расчетов с использованием программы Excel получены формулы для определения энтальпии газов в зависимости от их температуры и для расчета температуры газов в зависимости от их энтальпии: $h_{\text{yx}} = 1,0038t_{\text{Г}}^{1,0136}$, $t_{\text{Г}} = 0,9966h_{\text{yx}}^{0,9865}$.

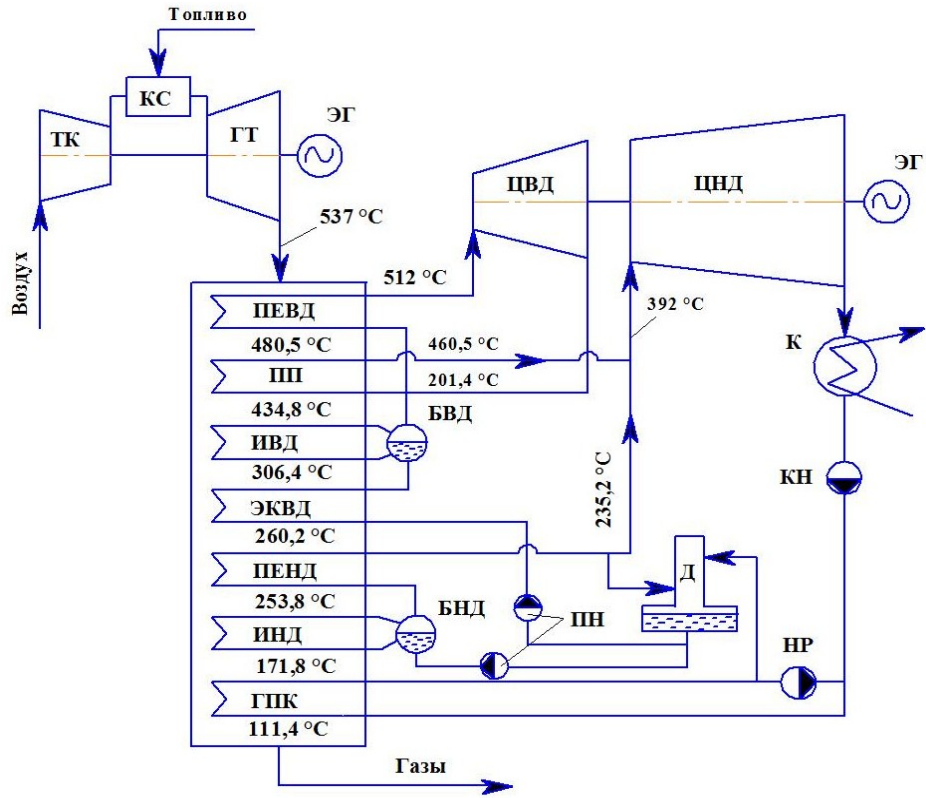


Рис. 8.12. Принципиальная тепловая схема ПГУ-450 с однократным промежуточным перегревом водяного пара в двухконтурном котле-утилизаторе

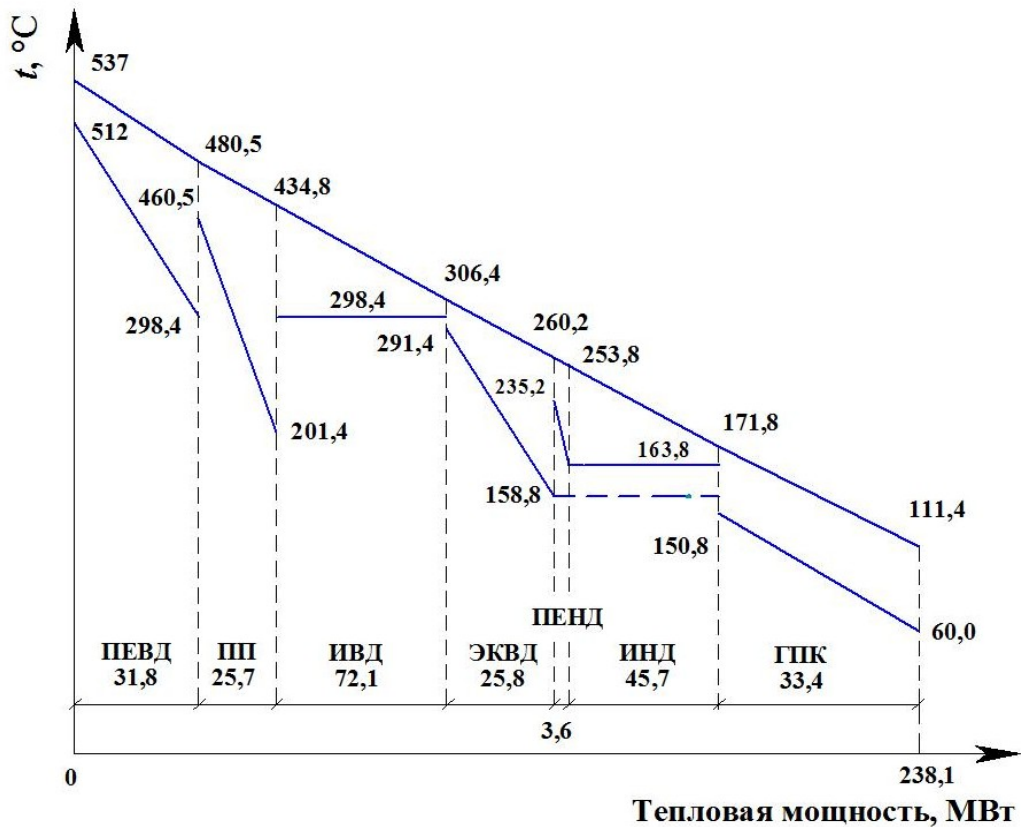


Рис. 8.13. Тепловая диаграмма двухконтурного котла-утилизатора П-90 с расположением промежуточного пароперегревателя после пароперегревателя высокого давления

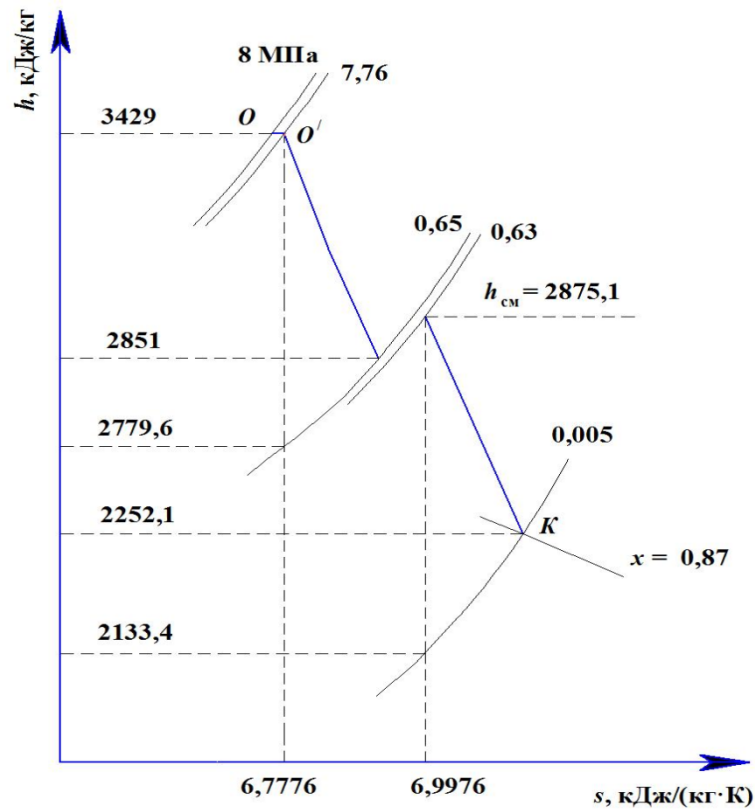


Рис. 8.14. Процесс расширения водяного пара в h, s – диаграмме для турбины К-150-8 при отсутствии промежуточного перегрева пара

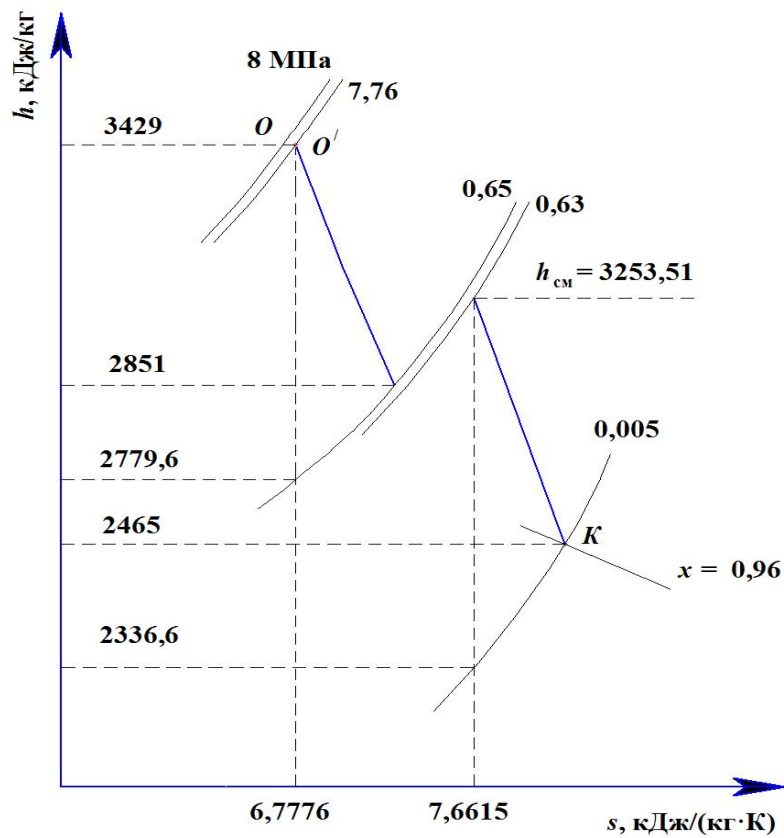


Рис. 8.15. Процесс расширения водяного пара в h, s – диаграмме для турбины К-150-8 при однократном промежуточном перегреве пара в котле-утилизаторе

Основные показатели работы ПГУ-450 при осуществлении промежуточного перегрева водяного пара в КУ и без его использования

Параметр	Значение параметра	
	Без промежуточного перегрева водяного пара	Расположение ПП после ПЕВД
Мощность ГТУ, МВт	157	157
Электрический КПД ГТУ, %	34,4	34,4
Мощность ПТ, МВт	149,3	156,4
Электрический КПД ПТУ, %	32,27	32,83
КПД КУ, %	79,52	81,87
Мощность ПГУ, МВт	463,3	470,4
Электрический КПД ПГУ, %	50,76	51,53
Параметры перегретого пара ВД:		
– давление, МПа	8	8
– температура, °С	512	512
– расход (от двух КУ), т/ч	391,68	338,59
Параметры перегретого пара после ПП:		
– давление, МПа	---	0,63
– температура, °С	---	460,5
– расход (от двух КУ), т/ч	---	338,59
Параметры перегретого пара НД:		
– давление, МПа	0,65	0,65
– температура, °С	245	235,2
– расход (от двух КУ), т/ч	143,35	157,39
Параметры пара в камере смешения паровой турбины:		
– давление, МПа	0,63	0,63
– температура, °С	211,9	392
– расход, т/ч	526	487,56
Температура газов по поверхностям нагрева КУ, °С:		
– на входе в КУ	537	537
– после пароперегревателя ВД	471,6	480,5
– после ПП	---	434,8
– после испарителя ВД	323,4	306,4
– после экономайзера ВД	270	260,2
– после пароперегревателя НД	263,4	253,8
– после испарителя НД	188,8	171,8
– на выходе их КУ	123,8	111,4
Удельный расход условного топлива, г/(кВт·ч)	242,32	238,7

Определено, что при применении промежуточного перегрева отработавшего в ЦВД паровой турбины К-150-8 водяного пара в пароперегревателе, установленном в котле-утилизаторе после ПЕВД по ходу газов, электрическая мощность ПГУ-450 увеличивается на 7,1 МВт и составляет 470,4 МВт, степень сухости отработавшего в паровой турбине пара повышается с 0,87 до 0,96 (на 0,09), КПД парогазовой установки возрастает на 0,77% (с 50,76 до 51,53%), при этом удельный расход условного топлива по выработке электрической энергии снижается на 1,49% (с 242,32 до 238,7 г/(кВт·ч)). Экономия условного топлива для ПГУ-450 при наработке 7500 ч/год и стоимости условного топлива 3700 руб/т.у.т в денежном выражении составляет 47 млн. 254 тыс.руб/год [190].

При осуществлении промежуточного перегрева водяного пара возрастает протяженность паропроводов, усложняется конструкция котла-утилизатора. Это приводит к увеличению капитальных вложений. Однако, при осуществлении промперегрева повышается степень сухости водяного пара, что увеличивает ресурс лопаток последних ступеней паровой турбины. Таким образом, экономичность двухконтурной утилизационной ПГУ с промперегревом водяного пара по сравнению с обычным вариантом ее работы повышается.

Одним из путей повышения КПД котла-утилизатора газотурбинной установки является снижение температуры уходящих газов. В связи с этим, предложено в хвостовой части котла-утилизатора дополнительно установить теплообменную поверхность для подогрева исходной воды до температуры 30-35 °С перед подачей ее на химводоочистку [412]. В результате осуществления процесса теплообмена между уходящими газами при температуре 105-110 °С на входе в дополнительную теплообменную поверхность и исходной водой, имеющей температуру на входе в теплообменную поверхность 5-15 °С, температура отработавших в котле-утилизаторе уходящих газов понизится на 10-12 °С, что обуславливает повышение КПД котла-утилизатора на 1,5-2,0% и экономичность парогазовой установки электро-

станции на 0,4-0,5% [206, 209].

На рис. 8.16 представлена схема ПГУ, особенность работы которой заключается в том, что отработавшие в котле-утилизаторе газы направляются в теплообменник-утилизатор теплоты уходящих продуктов сгорания. В теплообменнике-утилизаторе уходящие газы охлаждаются до температуры ниже точки росы циркуляционной водой, подаваемой из водосборного бассейна градирни. При этом водяной пар, содержащийся в уходящих газах, конденсируется, образуется конденсат (обессоленная вода). Обессоленная вода, выделяющаяся из уходящих газов в теплообменнике-утилизаторе, отводится в конденсатосборник и через гидрозатвор направляется в бак-резервуар, из которого обессоленная вода подается в камеру сгорания газотурбинной установки [417]. Уходящие продукты сгорания после теплообменника-утилизатора через дымовую трубу (на рис. не показана) отводятся в атмосферу.

Для осуществления распыления обессоленной воды в камере сгорания газотурбинной установки давление, создаваемое насосом в трубопроводе перед камерой сгорания, должно превышать давление сжатого в турбокомпрессоре циклового воздуха на 0,4-0,5 МПа. Кроме того, для сохранения чистоты обессоленной воды теплообменник-утилизатор теплоты уходящих газов, конденсатосборник с гидрозатвором, бак-резервуар для сбора обессоленной воды и трубопровод, соединяющий бак-резервуар с камерой сгорания ГТУ, выполняются из нержавеющей стали.

В камере сгорания осуществляется процесс горения органического топлива (природного газа) с образованием продуктов сгорания и испарения обессоленной воды. Продукты сгорания природного газа, вторичный воздух и водяной пар перемешиваются. Образовавшаяся газопаровая смесь поступает в газовую турбину, в которой совершается работа газотурбинного цикла, затрачиваемая на привод турбокомпрессора и электрогенератора. При этом работа, совершаемая газопаровой смесью в газовой турбине, будет больше по сравнению с тем случаем, когда рабочим телом является смесь продуктов сгорания с воздухом, за счет повышения располагаемого теплоперепада

вследствие улучшения теплофизических свойств рабочего тела.

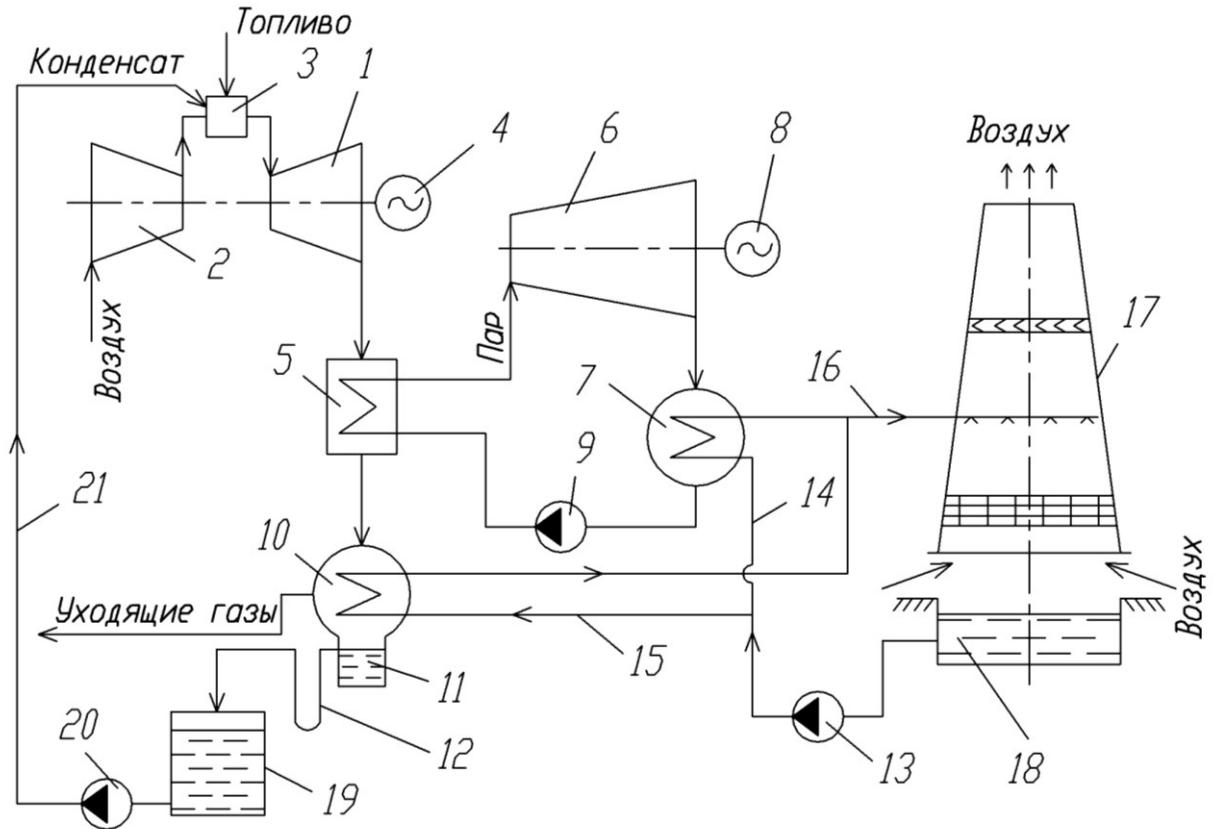


Рис. 8.16. Схема парогазовой установки:

1 – газовая турбина; 2 – турбокомпрессор; 3 – камера сгорания; 4 – электрогенератор; 5 – котел-утилизатор; 6 – паровая турбина; 7 – конденсатор; 8 – электрогенератор; 9 – питательный насос; 10 – теплообменник-утилизатор теплоты уходящих газов; 11 – конденсатосборник; 12 – гидрозатвор; 13 – циркуляционный насос; 14 – напорный трубопровод к конденсатору; 15 – напорный трубопровод к теплообменнику-утилизатору теплоты уходящих газов; 16 – сливной напорный трубопровод к градирне; 17 – вытяжная башня; 18 – водосборный бассейн; 19 – бак-резервуар; 20 – насос; 21 – трубопровод подачи воды в камеру сгорания

Кроме этого, использование газопаровой смеси приводит к увеличению паропроизводительности котла-утилизатора на 2-3% вследствие улучшения теплофизических свойств рабочего тела [314]. При этом дополнительно повышается количество обессоленной воды (собственного конденсата), получаемой в теплообменнике-утилизаторе теплоты уходящих газов. Впрыск воды (водяного пара) в камеру сгорания ГТУ позволяет снизить концентрацию оксидов азота в уходящих газах в 1,5-2,0 раза, при этом удельный расход воды (водяного пара) составляет 1,0-1,5 кг на 1 кг сжигаемого органического топлива [177, 312].

Подача в активную зону горения камеры сгорания ГТУ обессоленной воды, выделяющейся из продуктов сгорания природного газа в процессе их охлаждения ниже точки росы в теплообменнике-утилизаторе, повышает экономичность работы парогазовой установки.

8.4.2. Анализ экономической эффективности парогазового блока с промежуточным перегревом водяного пара

Финансово-экономический анализ работы ПГУ с промперегревом отработавшего в цилиндре высокого давления турбины водяного пара в двухконтурном котле-утилизаторе выполнен с использованием программного продукта «Альт-Инвест-Прим» для двух вариантов: при индексе дисконтирования E , равном 10% и 15%.

При определении стоимости газотурбинной и паротурбинной установок, входящих в состав ПГУ, учитывалась электрическая мощность оборудования и значения удельных капвложений, которые были приняты равными: для ГТУ $k_{ГТУ}=16$ тыс.руб/кВт, для паровой турбины $k_{ПТ}=12-12,5$ тыс.руб/кВт. Стоимость котла-утилизатора составляет 0,2-0,3 стоимости ГТУ [62, 221].

$$C_{ГТУ} = k_{ГТУ} N_{ГТУ}; \quad C_{ПТ} = k_{ПТ} N_{ПТ}. \quad (8.59)$$

Значение полных капитальных вложений ΣKB определялось по формуле:

$$\Sigma KB = KB_{об} / \Delta OB. \quad (8.60)$$

Здесь $KB_{об}$ – стоимость оборудования, входящего в состав парогазового блока; ΔOB – доля стоимости основного оборудования в полных капвложениях; $\Delta OB=0,4-0,6$ [62].

Количество производимой парогазовым блоком электроэнергии, ГВт·ч/год, рассчитывалось по формуле:

$$\mathcal{E}_{пр} = N_{ПГУ} h_3 10^{-3}. \quad (8.61)$$

Здесь h_3 – число часов использования электрической мощности ПГУ, ч/год.

Задавшись долей расходуемой на собственные нужды электрической энергии $\alpha_{сн}=0,05$, рассчитывается отпускаемое за год её количество:

$$\mathcal{E}_{\text{отп}} = \mathcal{E}_{\text{пр}}(1 - \alpha_{\text{сн}}). \quad (8.62)$$

При определении эффективности работы парогазового блока необходимо учитывать годовые затраты на топливо I_T , начисление заработной платы эксплуатационному персоналу $I_{\text{ЗП}}$, амортизационные отчисления I_A и прочие затраты $I_{\text{пр}}$ [62, 221, 230].

Расход условного топлива за год, т.у.т./год:

$$B_{\text{год}} = b_y N_{\text{пгу}} h_{\text{э}}, \quad (8.63)$$

где b_y – удельный расход условного топлива, кг у.т./(кВт·ч).

Годовые затраты на топливо, млн.руб/год:

$$I_T = B_{\text{год}} C_{\text{ут}} 10^{-6}, \quad (8.64)$$

где $C_{\text{ут}}$ – цена 1 т условного топлива, руб/т.у.т.

Годовые затраты на выплату заработной платы эксплуатационным работникам, млн.руб/год, рассчитывались по формуле [62]:

$$I_{\text{ЗП}} = n_y \cdot N_{\text{пгу}} \cdot \text{ЗП}_{\text{ср}} \cdot 12 \cdot 10^{-6}, \quad (8.65)$$

где n_y – штатный коэффициент, чел/МВт (принят равным 0,55-0,65 чел/МВт); $\text{ЗП}_{\text{ср}}$ – средняя зарплата одного эксплуатационного работника, руб/(чел·мес); $\text{ЗП}_{\text{ср}} = 30000$ руб/(чел·мес).

Отчисления на социальное и медицинское страхование эксплуатационных работников $I_{\text{ЕСН}} = 0,302 I_{\text{ЗП}}$, млн.руб/год.

Амортизационные отчисления $I_A = 0,1 \Sigma KB$, млн.руб/год.

Прочие операционные затраты:

$$I_{\text{пр}} = 0,36(I_T + I_{\text{ЗП}}). \quad (8.66)$$

Итоговые эксплуатационные затраты:

$$I = I_T + I_{\text{ЗП}} + I_{\text{ЕСН}} + I_A + I_{\text{пр}}. \quad (8.67)$$

Значение себестоимости электроэнергии определялось по формуле:

$$S_{\text{э}} = I / \mathcal{E}_{\text{пр}}. \quad (8.68)$$

Выполнены расчеты, в результате которых получены значения основных экономических показателей работы парогазового блока ПГУ-170 с применением промежуточного перегрева отработавшего в ЦВД пара в двухконтур-

ном котле-утилизаторе и без его применения (см. табл. 8.6).

Таблица 8.6

**Результаты расчетов экономических показателей работы
парогазового блока ПГУ-170**

Экономические показатели работы парогазового блока	Значение параметра		
	Без промперегрева	С применением промперегрева в ПШ после ПЕВД	
Мощность ГТУ, МВт	110	110	
Мощность ПТ, МВт	56	60,8	
Мощность ПГУ, МВт	166	170,8	
Стоимость ГТУ, млн.руб	1760	1760	
Стоимость КУ, млн.руб	528	580,8	
Стоимость ПТУ, млн.руб	700	700	
Стоимость ПГУ, млн.руб	2988	3040,8	
Полные капитальные вложения, млн.руб	5432,727	5528,727	
Число часов использования электрической нагрузки, ч/год	7500	7500	
Количество производимой парогазовым блоком электроэнергии, ГВт·ч/год	1245	1281	
Отпуск электроэнергии, ГВт·ч/год	1182,75	1216,95	
Удельный расход условного топлива по выработке электроэнергии, кг/(кВт·ч)	0,2329	0,2264	
Расход условного топлива, т.у.т./год	289960,5	290018,4	
Стоимость условного топлива, руб/т.у.т.	3700	3700	
Затраты на топливо, млн.руб/год	1072,854	1073,068	
Затраты на выплату заработной платы работникам, млн.руб/год	38,844	38,844	
Отчисления на социальное и медицинское страхование работников, млн.руб/год	11,731	11,731	
Амортизационные отчисления, млн.руб/год	543,273	552,873	
Прочие операционные затраты, млн.руб/год	400,211	400,288	
Суммарные (итоговые) эксплуатационные затраты, млн.руб/год	2066,913	2076,804	
Себестоимость электроэнергии, руб/(кВт·ч)	1,66	1,62	
Тариф на электроэнергию, руб/(кВт·ч)	2,5	2,5	
Простой срок окупаемости, лет	E=10%	6,0	5,8
	E=15%		
Дисконтированный срок окупаемости, лет	E=10%	7,9	7,5
	E=15%	9,9	9,1
Внутренняя норма прибыли, %	E=10%	17,7	19,2
	E=15%		
Чистый дисконтированный доход (ЧДД), млн.руб	E=10%	1646,084	2001,972
	E=15%	477,904	756,499
Рентабельность инвестиций, %	E=10%	31,3	37,4
	E=15%	9,2	14,3

Анализ результатов расчетов, представленных в табл. 8.6, показывает, что при осуществлении промежуточного перегрева водяного пара, отработавшего в ЦВД паровой турбины, в теплообменной поверхности, установленной в двухконтурном котле-утилизаторе после ПЕВД по ходу газов, уменьшаются: простой срок окупаемости капитальных вложений с 6,0 до 5,8 лет (на 3,33%); дисконтированный срок окупаемости с 9,9 до 9,1 лет (на 8,1%); себестоимость электроэнергии с 1,66 до 1,62 руб/(кВт·ч) (на 2,4%). Указанные значения приведены при индексе дисконтирования $E=15\%$. При этом рентабельность инвестиций повышается с 31,3 до 37,4% при $E=10\%$ и с 9,2 до 14,3% при $E=15\%$, ЧДД увеличивается на 21,63% (с 1,646 до 2,002 млрд.руб) при $E=10\%$ и на 58,3% (с 0,478 до 0,7565 млрд.руб) при $E=15\%$.

При отводе газов ГТУ в котел-утилизатор (КУ) мощность газовой турбины (ГТ) снижается на 0,5–1,5% по сравнению с вариантом, когда ГТУ работает без КУ, т.е. выхлоп газов осуществляется в атмосферу. Аэродинамическое сопротивление КУ при скоростях газов $v_r=10-12$ м/с равно 1900–2000 Па (при $t_n=+15$ °С). Потери давления газов в ПЕВД равны 240–270 Па, для $t_n=+15$ °С – 240 Па [314]. Расход газов $G_r=365,84$ кг/с.

При введении поверхности нагрева промежуточного пароперегревателя (ПП) аэродинамическое сопротивление КУ повысится на 240 Па (12% от аэродинамического сопротивления КУ) [314]. Мощность ГТ снизится на 0,62 МВт (0,56%). Температура рабочего тела (газовоздушной смеси) на выходе из ГТ (на входе в КУ) повысится на 2,65 °С (0,5%). При повышении температуры газов (газовоздушной смеси) на 2,5–2,8 °С её энтальпия возрастает на 2,86–3,2 кДж/кг, что составляет 0,483–0,54% от значения энтальпии газов на входе в котел-утилизатор. Пересчет котла-утилизатора и ГТУ при установке ПП не требуется.

Тепловая мощность промежуточного пароперегревателя

$$Q_{\text{ПП}} = D_{\text{ПП}} (h''_{\text{ПП}} - h'_{\text{ПП}}) = 35,58 \cdot (3406,3 - 2877,1) = 18829 \text{ кВт.}$$

$$F_{\text{ПП}} = \frac{Q_{\text{ПП}}}{k_{\text{ПП}} \Delta t_{\text{ср}}}. \quad (8.69)$$

При скоростях газов $v_r=10-12$ м/с и скоростях пара $v_{\text{пара}}=10-15$ м/с коэффициент теплопередачи пароперегревателя равен 31,6–34,5 Вт/(м²·К). Для $t_n=+15$ °С примем $k_{\text{пп}}=33,4$ Вт/(м²·К) [314].

Средний логарифмический температурный напор

$$\Delta t_{\text{cp.ln}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_6/\Delta t_m)} = \frac{219,06 - 10}{\ln(219,06/10)} = 67,73 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Поверхность нагрева промежуточного пароперегревателя

$$F_{\text{пп}} = \frac{18829 \cdot 10^3}{33,4 \cdot 67,73} = 8323,4 \text{ м}^2.$$

Таким образом, при размещении промежуточного пароперегревателя в котле-утилизаторе ГТУ мощность ГТ дополнительно снижается в среднем на 0,06% (на 0,066 МВт). При этом температура газов на выходе из ГТ повышается приблизительно на 0,5% (на 2,65 °С). Поверхность нагрева промежуточного пароперегревателя при $k_{\text{пп}}=33,4$ Вт/(м²·К) и $\Delta t_{\text{cp}}=67,73$ °С равна 8323,4 м². Гидравлическое сопротивление поверхностей нагрева КУ: $\Delta p_{\text{псевд.г}}=0,2-0,3$ МПа; $\Delta p_{\text{пп.г}}=0,04-0,05$ МПа; $\Delta p_{\text{пенд.г}}=0,04-0,05$ МПа.

Выполнены расчеты, в результате которых для парогазового блока ПГУ-450 определены значения основных экономических показателей его работы с применением промежуточного перегрева отработавшего в ЦВД пара в котле-утилизаторе и без его применения (см. табл. 8.7).

Анализ результатов расчетов, представленных в табл. 8.7, показывает, что при применении промежуточного перегрева водяного пара уменьшаются: простой срок окупаемости капитальных вложений с 6,1 до 6,0 лет (на 1,64%); дисконтированный срок окупаемости с 10,2 до 9,8 лет (на 3,92%). Указанные значения приведены при индексе дисконтирования $E=15\%$. Себестоимость электроэнергии уменьшается с 1,69 до 1,67 руб/(кВт·ч) (на 1,18%). При этом рентабельность инвестиций повышается с 29,6 до 31,9% (на 2,3%) при $E=10\%$ и с 7,8 до 9,7% (на 1,9%) при $E=15\%$, ЧДД увеличивается на 9,73% (с 4,212 до 4,622 млрд.руб) при $E=10\%$ и на 26,97% (с 1,094 до 1,389 млрд.руб) при $E=15\%$.

**Результаты расчетов экономических показателей работы
парогазового блока ПГУ-450**

Экономические показатели работы парогазового блока	Значение параметра		
	Без промперегрева водяного пара	С промперегревом в ПП после ПЕВД	
Мощность ГТУ, МВт	157	157	
Мощность ПТ, МВт	149,3	156,4	
Мощность ПГУ, МВт	463,3	470,4	
Стоимость ГТУ, млн.руб	2512	2512	
Стоимость КУ, млн.руб	628	703,36	
Стоимость ПТУ, млн.руб	1791,6	1791,6	
Стоимость ПГУ, млн.руб	8071,6	8222,32	
Полные капитальные вложения, млн.руб	14675,636	14949,673	
Число часов использования электрической нагрузки, ч/год	7500	7500	
Количество производимой парогазовым блоком электроэнергии, ГВт·ч/год	3474,75	3528	
Отпуск электроэнергии, ГВт·ч/год	3301,013	3351,6	
Удельный расход условного топлива по выработке электроэнергии, кг/(кВт·ч)	0,2423	0,2387	
Расход условного топлива, т.у.т./год	841931,93	842133,6	
Стоимость условного топлива, руб/т.у.т.	3700	3700	
Затраты на топливо, млн.руб/год	3115,148	3115,894	
Затраты на выплату заработной платы работникам, млн.руб/год	91,733	91,733	
Отчисления на социальное и медицинское страхова- ние работников, млн.руб/год	27,703	27,703	
Амортизационные отчисления, млн.руб/год	1467,564	1494,967	
Прочие операционные затраты, млн.руб/год	1154,477	1154,746	
Суммарные (итоговые) эксплуатационные затраты, млн.руб/год	5856,625	5885,043	
Себестоимость электроэнергии, руб/(кВт·ч)	1,69	1,67	
Тариф на электроэнергию, руб/(кВт·ч)	2,5	2,5	
Простой срок окупаемости, лет	E=10%	6,1	6,0
	E=15%		
Дисконтированный срок окупаемости, лет	E=10%	8,1	7,9
	E=15%	10,2	9,8
Внутренняя норма прибыли, %	E=10%	17,3	17,8
	E=15%		
Чистый дисконтированный доход (ЧДД), млн.руб	E=10%	4211,731	4621,643
	E=15%	1094,424	1389,194
Рентабельность инвестиций, %	E=10%	29,6	31,9
	E=15%	7,8	9,7

С использованием программного продукта «Альт-Инвест-Прим» определены оценочные экономические показатели работы парогазового блока ПГУ-450 в зависимости от значения тарифа на электроэнергию. Результаты

расчетов представлены в табл. 8.8.

Таблица 8.8

Результаты расчетов экономических показателей работы парогазового блока ПГУ-450 при разных значениях тарифа на электроэнергию

Экономические показатели работы парогазового блока		Значение параметра							
Без промперегрева водяного пара									
Тариф на электроэнергию, руб/(кВт·ч)		2,45	2,5	2,6	2,7	2,8	3,0	3,1	3,2
Простой срок окупаемости, лет	E=10%	6,4	6,1	5,6	5,2	4,9	4,3	4,1	3,9
	E=15%								
Дисконтированный срок окупаемости, лет	E=10%	8,6	8,1	7,2	6,5	5,9	5,0	4,7	4,4
	E=15%	11,3	10,2	8,6	7,5	6,7	5,5	5,1	4,7
Внутренняя норма прибыли, %	E=10%	15,8	17,3	20,2	23,2	26,2	32,4	35,7	39
	E=15%								
Чистый дисконтированный доход (ЧДД), млрд.руб	E=10%	3,363	4,212	5,910	7,608	9,306	12,702	14,400	16,098
	E=15%	0,393	1,094	2,497	3,899	5,302	8,106	9,509	10,911
Рентабельность инвестиций, %	E=10%	23,7	29,6	41,6	53,5	65,5	89,4	101,3	113,3
	E=15%	2,8	7,8	17,8	27,8	37,9	57,9	67,9	77,9
С промперегревом водяного пара в ПП после ПЕВД									
Тариф на электроэнергию, руб/(кВт·ч)		2,45	2,5	2,6	2,7	2,8	3,0	3,1	3,2
Простой срок окупаемости, лет	E=10%	6,3	6,0	5,5	5,1	4,8	4,3	4,0	3,8
	E=15%								
Дисконтированный срок окупаемости, лет	E=10%	8,4	7,9	7,0	6,3	5,8	4,9	4,6	4,3
	E=15%	10,8	9,8	8,4	7,3	6,6	5,4	5,0	4,6
Внутренняя норма прибыли, %	E=10%	16,4	17,8	20,8	23,7	26,7	33,0	36,2	39,6
	E=15%								
Чистый дисконтированный доход (ЧДД), млрд.руб	E=10%	3,760	4,622	6,346	8,07	9,794	13,242	14,966	16,69
	E=15%	0,677	1,389	2,813	4,237	5,661	8,509	9,933	11,357
Рентабельность инвестиций, %	E=10%	26	31,9	43,8	55,8	67,7	91,5	103,4	115,3
	E=15%	4,7	9,7	19,7	29,7	39,7	59,6	69,6	79,6

Анализ результатов расчетов, представленных в табл. 8.8, показывает, что для варианта работы ПГУ-450 с промперегревом водяного пара в промежуточном пароперегревателе, установленном в котле-утилизаторе после ПЕВД, при возрастании тарифа на электроэнергию, например, на 12% (с 2,5 до 2,8 руб/(кВт·ч)) снижаются сроки окупаемости капитальных вложений: простой срок окупаемости с 6,0 до 4,8 лет (на 1,2 года), дисконтированный с 9,8 до 6,6 лет (на 3,2 года), при этом повышаются: внутренняя норма прибыли с 17,8 до 26,7% (на 8,9%), ЧДД с 1,389 до 5,661 млрд.руб (на 4,272 млрд.руб), рентабельность инвестиций с 9,7 до 39,7% (на 30%). Указанные значения оценочных показателей приведены при ставке дисконта E=15%.

8.5. Выводы по главе 8

1. Для повышения КПД паротурбинной электростанции предложено использовать на ТЭС часть теплоты конденсации отработавшего в турбине пара путем подачи из градирни башенного типа нагретого и насыщенного водяными парами атмосферного воздуха в паровой котел для горения топлива. Установлено, что при подаче 10% всего количества воздуха, выходящего из градирни, в котельный агрегат, удельный расход условного топлива на станции уменьшится на 23,2 г/(кВт·ч). Для паротурбинной ТЭС мощностью 1000 МВт экономический эффект в этом случае составит 508 млн.руб/год.

2. Разработан способ предварительного подогрева дутьевого воздуха энергетических котлоагрегатов, заключающийся в использовании теплоты конденсации отработавшего в турбине пара. Установлено, что экономическая эффективность за счет предварительного подогрева дутьевого воздуха одного котла БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭС циркуляционной водой, нагретой в конденсаторе паровой турбины, в среднем составит 9,156 млн.руб/год и 13,244 млн.руб/год при подогреве воздуха до 15 и 20 °С соответственно.

3. Выполнены поверочный и конструктивный тепловые расчеты установки для предварительного подогрева дутьевого воздуха парового котла БКЗ-420-140 НГМ, в которой греющим теплоносителем является циркуляционная вода, подогретая в конденсаторе паровой турбины. Определены основные теплотехнические показатели работы установки при разных нагрузках котла и температурах наружного воздуха. Установлено, что срок окупаемости затрат на её внедрение составляет менее 1 года.

4. Предложено отвод уходящих из котла-утилизатора ПГУ газов в атмосферу осуществлять через вытяжную башню градирни с естественной вентиляцией воздуха (патент на изобретение РФ № 2453712). Приведены методика и результаты расчетов процессов тепло- и массообмена газозоудушной смеси, движущейся в башенной градирне, установленной на ПГУ-200 Сызранской ТЭС. Применение отвода дымовых газов двух котлов-утилизаторов ПГУ в

атмосферу через вытяжную башню градирни с естественной вентиляцией воздуха позволяет отказаться от строительства и эксплуатации дымовой трубы, повысить эффективность работы градирни, паротурбинной установки и ПГУ. Установлено, что при отводе газов от двух котлов-утилизаторов в атмосферу через вытяжную башню градирни ПГУ-200 Сызранской ТЭЦ, температура циркуляционной воды на выходе из градирни дополнительно снижается на 1,31 °С (с 28,08 до 26,77 °С), что позволяет увеличить вакуум в конденсаторе паровой турбины и в целом повысить КПД парогазовой установки с 50,74 до 50,82% (на 0,08%).

5. Произведен расчет тепловой схемы ПГУ-170 при ее работе без промперегрева водяного пара и с однократным промперегревом. Промежуточный пароперегреватель располагается в котле-утилизаторе после ПЕВД по ходу газов. Установлено, что для ПГУ-170 при осуществлении промперегрева водяного пара, отработавшего в ЦВД паровой турбины, возрастают: степень сухости отработавшего в турбине водяного пара с 0,877 до 0,959 (на 0,082), электрическая мощность ПГУ с 166 до 170,8 МВт (на 4,8 МВт) и КПД ПГУ по выработке электроэнергии с 52,82 до 54,34% (на 1,52%). Соответственно, удельный расход условного топлива по выработке электрической энергии снижается с 232,87 до 226,35 г/(кВт·ч) (на 2,8%). При этом экономия условного топлива при наработке ПГУ-170 7500 ч/год и стоимости условного топлива 3700 руб/т.у.т. в денежном выражении составляет 30 млн. 903 тыс.руб/год.

6. Выполнен анализ экономической эффективности парогазового блока ПГУ-170, в котором осуществляется промперегрев отработавшего в ЦВД паровой турбины водяного пара в промежуточном пароперегревателе, установленном в КУ после ПЕВД, с использованием программного продукта «Альт-Инвест-Прим». Установлено, что простой срок окупаемости капитальных вложений составляет 5,8 лет, дисконтированный – 7,5 и 9,1 года при ставке дисконта E , равной 10 и 15%. Чистый дисконтированный доход и рентабельность инвестиций при $E=10\%$ составляют 2,002 млрд.руб и 37,4%, при

$E=15\%$ эти показатели соответственно равны: 0,7565 млрд.руб и 14,3%. Внутренняя норма прибыли составляет 19,2%.

Таким образом, эффективность парогазовой ТЭС оценивалась чистым дисконтированным доходом, рентабельностью инвестиций, сроком окупаемости капитальных вложений и внутренней нормой прибыли.

7. Произведен расчет тепловой схемы ПГУ-450 при ее работе без промежуточного перегрева водяного пара и с однократным промежуточным перегревом водяного пара, отработавшего в ЦВД паровой турбины, в пароперегревателе, установленном в котле-утилизаторе после основного пароперегревателя высокого давления по ходу газов. Установлено, что при осуществлении промежуточного перегрева водяного пара возрастают основные показатели ПГУ: электрическая мощность ПГУ с 463,3 до 470,4 МВт (на 7,1 МВт), КПД ПГУ по выработке электроэнергии с 50,76 до 51,53% (на 0,77%) и степень сухости отработавшего в турбине водяного пара с 0,87 до 0,96 (на 0,09). Соответственно, удельный расход условного топлива по выработке электрической энергии снижается с 242,32 до 238,7 г/(кВт·ч) (на 1,49%). Экономия условного топлива при введении промежуточного перегрева водяного пара для рассматриваемой ПГУ-450 при ее наработке 7500 часов в год и стоимости условного топлива 3700 руб/т.у.т. в денежном выражении составляет 47 млн. 254 тыс. руб/год.

8. Выполнен анализ экономической эффективности парогазового блока ПГУ-450, в котором осуществляется промперегрев отработавшего в ЦВД паровой турбины водяного пара с использованием программного продукта «Альт-Инвест-Прим». Установлено, что простой срок окупаемости составляет 6,0 лет, дисконтированный – 7,9 и 9,8 лет при ставке дисконта E , равной 10 и 15%. Чистый дисконтированный доход и рентабельность инвестиций при $E=10\%$ составляют 4,622 млрд.руб и 31,9%, при ставке дисконта $E=15\%$ эти показатели соответственно равны: 1,389 млрд.руб и 9,7%. Внутренняя норма прибыли составляет 17,8%.

Проведен анализ чувствительности, показавший, что чистый дисконти-

рованный доход, внутренняя норма прибыли, рентабельность инвестиций и срок окупаемости чувствительны к объему инвестируемых средств и цене сбыта (тарифу на электроэнергию). При возрастании тарифа на электроэнергию на 12% (с 2,5 до 2,8 руб/(кВт·ч)) снижаются сроки окупаемости капитальных вложений (для варианта работы двухконтурной ПГУ с промперегревом водяного пара): простой срок окупаемости с 6,0 до 4,8 лет (на 1,2 года), дисконтированный с 9,8 до 6,6 лет (на 3,2 года), при этом повышаются: внутренняя норма прибыли с 17,8 до 26,7% (на 8,9%), ЧДД с 1,389 до 5,661 млрд.руб (на 4,272 млрд.руб), рентабельность инвестиций с 9,7 до 39,7% (на 30%). Указанные значения оценочных показателей приведены при ставке дисконта $E=15\%$.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Главным итогом диссертационной работы является разработка комплекса новых научно-обоснованных технических и технологических решений, позволяющих повысить эффективность работы котельных установок тепловых электрических станций, внедрение которых вносит значительный вклад в развитие страны за счет экономии материальных ресурсов, органического топлива и охраны окружающей среды.

В работе получены следующие основные результаты.

1. Разработаны научные основы математического моделирования тепло- и массообменных процессов, протекающих при глубоком охлаждении продуктов сгорания в конденсационных теплообменниках поверхностного типа.

Произведены натурные испытания конденсационного теплоутилизатора, выполненного на базе биметаллического калорифера КСк-4-11, установленного за котлом ДЕ-10-14 ГМ Ульяновской ТЭЦ-3. Произведено обобщение результатов натурных испытаний, получено критериальное уравнение теплообмена для условий конденсации водяных паров из продуктов сгорания. Уравнение содержит критерий орошения, что позволяет устанавливать зависимость коэффициента теплоотдачи от плотности орошения поверхности теплообменника конденсатом водяных паров из уходящих газов. Установлено, что значения коэффициента теплопередачи $k_{кт}$ в условиях конденсации водяных паров из уходящих газов превышают значения k при "сухом" теплообмене для воздуха в 1,5–1,8 раза, а для водяных экономайзеров ВТИ и ЦККБ соответственно в 4,6 и 6,8 раза. При использовании КТ снижаются содержание в уходящих газах и выбросы в окружающую среду NO_x на 27–29% и водяного пара на 50–60%, являющегося парниковым газом.

2. Созданы математическая модель и программа расчета на ПЭВМ процесса теплообмена охлажденных ниже точки росы в КТ продуктов сгорания, движущихся в газоотводящей трубе с прижимной футеровкой. Получе-

ны аналитические зависимости и построены номограммы, позволяющие определять температуру уходящих газов, температурные поля и термические напряжения в стенке газоотводящей трубы в зависимости от доли байпасируемых неохлажденных газов, теплофизических характеристик материалов стенки трубы и продуктов сгорания, геометрических параметров трубы и интенсивности воздействия окружающей среды.

Установлено, что использование КТ в 2,0–2,5 раза уменьшает перепад температур, свободную температурную деформацию и термические напряжения в стенке газоотводящей трубы, что повышает ее долговечность.

3. На базе экспериментальных данных разработана методика теплового расчета КТ поверхностного типа, на основании которой по заданным параметрам котельной установки: теплопроизводительности котла; коэффициенту избытка воздуха в уходящих газах; КПД котла; температурам уходящих газов и нагреваемой воды на входе в теплоутилизатор и на выходе из него рассчитываются расходы воды и конденсата водяных паров из газов, тепловая мощность, коэффициент теплопередачи КТ и его геометрические параметры.

4. Разработана методика расчета экономической эффективности от внедрения КТ в котельных установках теплоэнергетических объектов. Результаты расчета экономической эффективности за счет работы КТ обобщены для котлов разной тепловой мощности. Произведена оценка эффективности проекта расширения Самарской ТЭЦ котлом БКЗ-420-140 НГМ и устанавливаемым за ним КТ с использованием программы «Альт-Инвест-Прим». Установлено, что при работе котла БКЗ-420-140 НГМ 5000 ч/год экономическая эффективность за счет установки теплоутилизатора составляет 49,889 млн.руб/год. Простой срок окупаемости капитальных вложений равен 4,9 года, дисконтированный срок окупаемости – 5,9 года (при внутренней норме прибыли 26,2% и индексе дисконтирования $E=10\%$). При этом чистый дисконтированный доход (ЧДД) составляет 1,23 млрд. рублей, рентабельность инвестиций 66,3%.

5. Для повышения эффективности работы котельной установки предложен и теоретически обоснован способ предварительного подогрева дутьевого воздуха котла, работающего на природном газе, уходящими продуктами сгорания с их охлаждением ниже точки росы в КТ поверхностного типа (патенты РФ №№ 2620619, 2701285). Выполнен тепловой расчет КТ, установленного за паровым котлом БКЗ-420-140 НГМ. Представлены результаты вариантов расчетов. Экономическая эффективность за счет работы КТ за энергетическими котлами Самарской ТЭЦ составляет 86,23 млн.руб/год при подогреве дутьевого воздуха до 30 °С.

6. Выполнен анализ влияния влагосодержания дутьевого воздуха, коэффициента избытка воздуха в уходящих газах и температуры уходящих газов на выходе из КТ на количество конденсата водяных паров, выделяющегося из газов при их охлаждении ниже точки росы.

6.1. Показано, что одним из основных путей повышения влагосодержания уходящих газов на входе в теплоутилизатор и, тем самым, повышения количества выделяющегося из газов конденсата водяных паров является увлажнение дутьевого воздуха. Увеличение влагосодержания дутьевого воздуха с 0,01 до 0,07 кг/кг с.в. позволяет повысить влагосодержание уходящих газов с 0,115 до 0,18 кг/кг с.г. и производство конденсата водяных паров из газов в 1,91 раза при их охлаждении до $t''_{yx} = 40$ °С, $\alpha_{yx} = 1,3$.

6.2. Разработана схема котельной установки, в которой комплексно утилизируются теплота уходящих газов (физическая и конденсации водяных паров), выпары декарбонизатора и деаэрата. Установка снабжена контактным теплообменником с активной насадкой и контактным воздухоподогревателем, выпар декарбонизатора направляется во всасывающий короб дутьевого вентилятора котла, а выпар деаэрата – в газоподогреватель перед теплообменником, что позволяет снизить расход подпиточной воды тепловой сети.

6.3. Предложены технологии подогрева охлажденных ниже точки росы в КТ уходящих газов котельной установки (патенты РФ №№ 2181939, 2556478, 2620611), позволяющие повысить производительность КТ.

7. Выполнены обследования энергетических котлов Безымянской ТЭЦ и Саранской ТЭЦ-2. Проанализирована работа 12-ти котлов паропроизводительностью от 100 до 500 т/ч. Установлено, что котлы этих ТЭЦ работают с пониженными КПД (η_k), что обусловлено в основном повышенными значениями коэффициентов избытка воздуха в уходящих газах α_{yx} . Общая потеря топлива в денежном выражении в 2003 г. за счет снижения η_k шести котлов БТЭЦ составила 1,287 млн. рублей, шести котлов Саранской ТЭЦ-2 – 3,0042 млн. рублей. Проведены численные исследования влияния α_{yx} на η_k энергетических котлов БТЭЦ и Саранской ТЭЦ-2. Установлена зависимость η_k от α_{yx} (при температуре дутьевого воздуха $t_{x,b} = +30$ °С) при разных паропроизводительностях $D_{пе}$ котла: с увеличением α_{yx} от 1,2 до 1,5 значение η_k уменьшается в среднем от 93,3 до 92% (на 1,3%) при $D_{пе}=100-150$ т/ч; от 94,2 до 93,1% (на 1,1%) при $D_{пе}=200-230$ т/ч; от 94,1 до 93,1% (на 1%) при $D_{пе}=500$ т/ч, то есть при увеличении $D_{пе}$ котла влияние α_{yx} на КПД котла уменьшается.

8. По результатам обследований энергетических котлов Безымянской ТЭЦ ст. №№ 1, 2 типа КО-III-200; ст. № 3 типа ТКП-3-200; ст. №№ 4, 5 типа KSG-140 и котлов Саранской ТЭЦ-2 ст. №№ 1–4 типа ПК-19 и ст. №№ 5, 6 типа ТП-47 определены значения их непрерывной продувки.

Установлено, что имеются превышения величины непрерывной продувки p котлов ст. №№ 1, 3, 4 Безымянской ТЭЦ в среднем на 1,92% (по результатам обследования в марте 2004 г.) и котлов ст. №№ 2–6 Саранской ТЭЦ-2 – на 1,93% (по результатам обследования в январе – феврале и в июне – июле 2004 г.). Максимальное превышение p для котла ст. № 4 Безымянской ТЭЦ составляет 5,19%, а для котла ст. № 5 Саранской ТЭЦ-2 – 3,5%. Повышение величины p котла среднего давления паропроизводительностью 180–200 т/ч на 1% увеличивает расход добавочной воды цикла ТЭС на 1,8–2,0 т/ч. С учетом работы расширителя непрерывной продувки котла эта величина составляет 1,26–1,4 т/ч или 5670–6300 т/год при наработке котла 4500 ч/год.

9. Разработана методика оценки потерь теплоносителя и теплоты с не-

прерывной продувкой барабанного котла.

9.1. Установлено, что если работает расширитель непрерывной продувки и водяной пар, выделяющийся из продувочной воды в расширителе, утилизируется в котельной установке, то для котлов одинаковой паропроизводительности и при одном и том же значении величины продувки p потеря теплоты с концентратом и химочищенной воды будет тем больше, чем ниже давление в барабане котла. Энергетические потери в денежном выражении с непрерывной продувкой котла ДКВР-35-13-250 при $p=3\%$ и наработке $N=8000$ ч/год составляют 0,947 млн.руб/год, а с продувкой котла Е-35-40-440 при тех же значениях p и N – 0,831 млн.руб/год.

9.2. Произведена оценка влияния величины непрерывной продувки энергетических котлов на экономичность Безымянской ТЭЦ (БТЭЦ) и Саранской ТЭЦ-2. Показано, что при $p=5\%$ и $N=8000$ ч/год потеря с непрерывной продувкой котлов среднего давления БТЭЦ составляет 3,567 млн.руб/год, котлов I и II очереди Саранской ТЭЦ-2 – 6,167 млн.руб/год. Даны рекомендации по снижению потерь теплоносителя и теплоты с непрерывной продувкой котлов БТЭЦ и Саранской ТЭЦ-2.

Получена формула, позволяющая рассчитывать величину ε отношения годовой потери с непрерывной продувкой котлов к стоимости сожженного в них за год топлива. Для энергетических котлов I и II очереди Саранской ТЭЦ-2 при $p_{\text{норм}}$ значение ε составляет соответственно 1,6% и 1,55%.

9.3. Для повышения экономичности и надежности работы барабанного котла за счет поддержания требуемого качества котловой воды и обеспечения требуемого качества водяного пара при минимальных затратах разработаны способы совершенствования процесса непрерывной продувки котловой воды (патенты РФ №№ 2214559, 2214558) и устройства для их реализации (патенты РФ №№ 2214557, 2214556). Предложено регулирование расхода продувочной воды осуществлять по солесодержанию котловой воды первой ступени испарения или по солесодержанию вырабатываемого котлом водяного пара.

10. Проведено обследование и выполнен анализ работы технологического оборудования, установленного на ООО «Самараоргсинтез». Разработана методика оценки потерь энергии при дросселировании водяного пара в редукционных установках (РУ) системы парового теплоснабжения предприятия. Рассчитаны потери энергии при осуществлении дросселирования водяного пара в РУ. Наибольшие потери энергии имеются в РК 12/6, цех № 8 отделение № 101 (1,318 млн.руб/год), в РК 21/12, цех № 7 отделение № 15 (1,838 млн.руб/год) и в РК 12/6, цех № 7 отделения №№ 14, 15, М-2 (1,388 млн.руб/год). Даны рекомендации по сокращению потерь энергии и реконструкции системы парового теплоснабжения предприятия.

11. Произведен комплекс экспериментальных исследований, разработаны новые научно-технические решения по совершенствованию конструкции вакуумного струйно-барботажного горизонтального деаэрата типа ДВ конструкции НПО ЦКТИ-СЗЭМ (патент РФ № 2558109). Произведена реконструкция деаэрата ДВ-800 ст. № 5 Самарской ТЭЦ. Выполнены натурные испытания деаэрата после проведения реконструкции. Установлено, что после реконструкции деаэрат работает в диапазоне нагрузок 300-1100 т/ч, при этом концентрация кислорода в деаэрированной воде не превышает нормированное значение 50 мкг/дм³.

12. Усовершенствована конструкция вакуумно-кавитационного деаэрата подпиточной воды тепловой сети, установленного на Центральной отопительной котельной (ЦОК) Самарской ГРЭС (патенты РФ №№ 2476767, 2321545). Анализ результатов обследования показал, что вакуумно-кавитационные деаэраты ЦОК работают достаточно эффективно. Средние значения концентраций кислорода в деаэрированной воде составляют: 5,9; 5,0; 29,7; 11,75 мкг/дм³ соответственно для деаэрата ст. № 1, 2, 3, 4.

12.1. Предложено между диффузорным участком кавитационно-разгонного устройства и корпусом деаэрата дополнительно установить ступенчатую камеру Эйфеля (патент РФ № 2488741). Это позволит увеличить интенсивность процессов турбулизации и массообмена в потоке и

вследствие этого повысить интенсивность процесса десорбции газов из деаэрируемой воды на переменных режимах работы деаэратора.

12.2. Разработан способ совершенствования процесса деаэрации обрабатываемой воды (патент РФ № 2450976), основанный на изменении (установлении минимального) расхода перегретой воды, подаваемой через коническое сопло, в зависимости от скорости движения пароводяного потока в цилиндрическом участке кавитационно-разгонного устройства и концентрации растворенного кислорода в деаэрированной воде на выходе из деаэратора.

13. Разработаны и исследованы схемы утилизации теплоты подогретого воздуха газоотводящих труб ТЭС с вентилируемым воздушным каналом (патенты РФ №№ 2254428, 2257513, 2299377, 2303198). Предложено осуществлять рециркуляцию вентилируемого воздуха в воздушном канале дымовой трубы или направлять его в котел на горение топлива. При осуществлении рециркуляции вентилируемого воздуха в дымовой трубе ст. № 2 высотой 240 м Самарской ТЭЦ затраты на осуществление надежной работы трубы уменьшатся в среднем на 5,297 млн.руб/год. Экономия тепловой энергии при подаче вентилируемого воздуха дымовой трубы в котел составляет 5880 МВт·ч/год (3,946 млн.руб/год).

14. Проведено численное моделирование процессов теплообмена продуктов сгорания, движущихся в газоотводящей трубе с вентилируемым воздушным каналом, для различных условий работы, включая рециркуляцию воздуха в канале. Выполнены расчёты дымовой трубы ст. № 2 высотой 240 м Самарской ТЭЦ для трех вариантов работы: при температуре наружного воздуха $t_{\text{нв}} = -27$ °С; $t_{\text{нв}} = -6,1$ °С; $t_{\text{нв}} = +28$ °С.

Установлено, что летом и в осенне-весенний период воздух при движении в канале дымовой трубы подогревается за счет передачи теплоты от газов через футеровку к воздуху, а зимой охлаждается вследствие более интенсивной передачи теплоты от воздуха, движущегося в канале, через железобетонный ствол к наружному воздуху. В стационарном режиме подогрев воздуха при движении в канале осуществляется с 35–55 °С до 72–74 °С в зависимости

от режима работы дымовой трубы, причем наибольший подогрев происходит в летний период, когда $t_{\text{нв}} = +28$ °С.

15. Разработана технология предварительного подогрева дутьевого воздуха энергетического котла, заключающаяся в использовании в цикле ТЭС теплоты конденсации отработавшего в турбине водяного пара. Разработана методика, выполнены варианты расчеты. Установлено, что экономическая эффективность за счет предварительного подогрева дутьевого воздуха одного котла БКЗ-420-140 НГМ циркуляционной водой, нагретой в конденсаторе паровой турбины, в среднем составляет 9,156 млн.руб/год и 13,244 млн.руб/год соответственно при подогреве дутьевого воздуха до 15 °С и до 20 °С.

16. Для повышения экономичности парогазовой ТЭС предложено:

16.1. Отвод уходящих газов котла-утилизатора газотурбинной установки в атмосферу осуществлять через вытяжную башню градирни с естественной вентиляцией воздуха (патент РФ № 2453712). Разработаны методика и программа расчета на ПЭВМ процессов тепло- и массообмена при движении газозоудшной смеси в вытяжной башне градирни. Выполнен расчет процессов тепло- и массообмена для башенной градирни ПГУ-200 Сызранской ТЭЦ для двух вариантов ее работы: без отвода и с отводом уходящих газов от двух котлов-утилизаторов в атмосферу. Предложенное техническое решение позволяет отказаться от строительства и эксплуатации дымовой трубы, дополнительно уменьшить температуру циркуляционной воды на выходе из градирни на 1,31 °С (с 28,08 до 26,77 °С) и повысить КПД парогазовой установки до 50,82% (на 0,08%);

16.2. В двухконтурном котле-утилизаторе (КУ) после ПЕВД по ходу газов дополнительно разместить ступень промежуточного пароперегревателя для перегрева водяного пара, отработавшего в цилиндре высокого давления турбины. Проведены расчеты тепловых схем ПГУ-170 и ПГУ-450, определены экономические показатели работы ПГУ. Показано, что для ПГУ-170 при установке промежуточного пароперегревателя в КУ после ПЕВД возрастают: степень сухости отработавшего в турбине водяного пара на 0,082; электрическая мощность ПГУ на 4,8 МВт и КПД ПГУ по выработке электроэнергии на

1,52%. Экономический эффект составляет 30,903 млн.руб/год и 47,254 млн.руб/год соответственно для ПГУ-170 и ПГУ-450.

Выполнен анализ эффективности работы ПГУ-170 и ПГУ-450 с использованием программного продукта «Альт-Инвест-Прим». Установлено, что для ПГУ-170 при использовании промперегрева простой срок окупаемости капитальных вложений составляет 5,8 лет, дисконтированный – 7,5 и 9,1 года при индексе дисконтирования E , равном 10 и 15%. Чистый дисконтированный доход и рентабельность инвестиций при $E=10\%$ составляют 2,002 млрд.руб и 37,4%, при $E=15\%$ эти показатели соответственно равны: 0,7565 млрд.руб и 14,3%.

Практическая реализация результатов диссертационной работы подтверждена **тремя** актами внедрения и **пятью** справками об использовании результатов научных исследований. Суммарный экономический эффект в ценах 2020 года составляет более 192 млн.руб/год.

Рекомендации, перспективы дальнейшей разработки темы исследования диссертационной работы.

Направления научных исследований диссертационной работы будут продолжены при выполнении инвестиционной программы по реконструкции вакуумных деаэраторов ДВ-800 на ООО «Автозаводская ТЭЦ» (2021 г.) и Самарской ТЭЦ филиала «Самарский» ПАО «Т Плюс».

Опыт внедрения КТ на Ульяновской ТЭЦ-3 будет использован при разработке научно-технических основ создания теплообменных аппаратов конденсационного типа за котлами, работающими на сжиженных углеводородных газах, и за котлами-утилизаторами парогазовых установок утилизационного типа в соответствии с энергетической стратегией России на период до 2030 г.

Научно-технические разработки в области повышения эффективности парогазовых тепловых электростанций путем отвода уходящих продуктов сгорания котлов-утилизаторов ГТУ через вытяжную башню испарительной градирни с естественной вентиляцией воздуха станут основой для создания новых конструктивных решений по отводу в атмосферу уходящих газов котлов на паротурбинных тепловых электростанциях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов А.И., Елизаров Д.П., Ремезов А.Н., Седлов А.С. и др. Повышение экологической безопасности тепловых электростанций: учеб. пособие. / под ред. А.С. Седлова. М.: Изд-во МЭИ, 2001. 378 с.
2. Агабабов В.С., Зенкина У.И., Колосов А.М. К вопросу определения эффективности применения энергосберегающих мероприятий в установках преобразования энергии // Энергосбережение и водоподготовка. 2009. № 3 (59). С. 40-41.
3. Агабабов В.С., Корягин А.В. Детандер-генераторные агрегаты на станциях технологического понижения давления транспортируемого газа: учебное пособие. М.: Издательский дом МЭИ, 2007. 48 с.
4. Агабабов В.С., Смирнова У.И., Тидеман П.А. Разработка схем высокоэффективных парогазовых ТЭС с системой одновременного производства тепла и холода // Новое в российской электроэнергетике. 2013. № 8. С. 16-25.
5. Александров А.А. Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок. М.: Издательский дом МЭИ, 2006. 158 с.
6. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных. ГСССД Р-776-98. М.: Издательский дом МЭИ, 1999. 168 с.
7. Аминов Р.З., Кожевников А.И. Оптимизация режимов работы газотурбинной электростанции с учетом влияния износа оборудования // Теплоэнергетика. 2017. № 10. С. 17-24.
8. Аминов Р.З., Новичков С.В., Янков А.В. Вероятностная оценка показателей надежности ТЭС при работе оборудования в переменном режиме // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2011. № 9-10. С. 12-22.
9. Аминов Р.З., Шкрет А.Ф., Гариевский М.В. Тепловые и атомные электростанции: конкурентоспособность в новых экономических условиях // Теплоэнергетика. 2017. № 5. С. 5-15.

10. Андреев Е.И. Расчет тепломассообмена в контактных аппаратах. Л.: Энергоатомиздат, 1985. 192 с.
11. Андриющенко А.И., Аминов Р.З. Оптимизация режимов работы и параметров тепловых электростанций: учеб. пособие. М.: Высш. школа, 1983. 255 с.
12. Андриющенко А.И., Аминов Р.З., Хлебалин Ю.М. Теплофикационные установки и их использование: учеб. пособие для теплоэнергет. спец. вузов. М.: Высш. школа, 1989. 256 с.
13. Андриющенко А.И., Николаев Ю.Е. Экологическая и экономическая эффективность замены устаревшего паротурбинного оборудования ТЭЦ на газотурбинное и парогазовое // Промышленная энергетика. 2006. № 7. С. 2-6.
14. Аронов И.З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа. Л.: Недра, 1990. 280 с.
15. Аронов И.З., Моисеев В.И. О применении контактных экономайзеров для использования продуктов сгорания жидкого топлива // Промышленная энергетика. 1978. № 11. С. 49-50.
16. Аронов И.З., Пресич Г.А., Смирнов В.А. Анализ тепловой эффективности контактных теплоутилизаторов с промежуточным теплообменником // Промышленная энергетика. 1986. № 1. С. 44-46.
17. Арсеньев Л.В., Тырышкин В.Г. Стационарные газотурбинные установки. Л.: Машиностроение, 1989. 543 с.
18. Ахмедов Р.Б., Брюханов О.Н., Иссерлин А.С. и др. Рациональное использование газа в энергетических установках. Л.: Недра, 1990. 423 с.
19. Ахметова И.Г., Чичирова Н.Д. Новые подходы к оценке потенциала энергосбережения теплоснабжающей организации // Надежность и безопасность энергетики. 2016. № 3. С. 16-29.
20. Бакластов А.М., Бродянский В.М., Голубев Б.П. и др. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: справочник / под общ. ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. М.: Энергоатомиздат, 1983. 552 с.
21. Балабан-Ирменин Ю.В., Липовских В.М., Рубашов А.М. Защита от

внутренней коррозии трубопроводов водяных тепловых сетей. М.: Энергоатомиздат, 1999. 245 с.

22. Баранов Е.П., Бухаркин Е.Н., Кушнирюк В.В. Опыт использования вторичных энергоресурсов в производственной котельной // Промышленная энергетика. 1988. № 1. С. 21-22.

23. Барочкин Е.В., Жуков В.П., Борисов А.А. Разработка методов расчета и оптимизации систем теплофикации на ТЭЦ // Вестник ИГЭУ. 2011. Вып. 1. С. 24-26.

24. Барочкин Е.В., Жуков В.П., Борисов А.А., Ледуховский Г.В. Повышение эффективности работы ТЭЦ на основе оптимизации распределения сетевой воды // Энергетик. 2012. № 10. С. 13-15.

25. Барочкин Е.В., Мошкарин А.В., Виноградов В.Н., Ледуховский Г.В., Коротков А.А. Особенности декарбонизации воды термическими струйно-барботажными деаэраторами атмосферного давления // Теплоэнергетика. 2012. № 7. С. 40-44.

26. Баскаков А.П., Берг Б.В., Витт О.К. и др. Теплотехника: учеб. для вузов / под ред. А.П. Баскакова. М.: Энергоатомиздат, 1991. 224 с.

27. Баскаков А.П., Ильина Е.В. Тепломассообмен при глубоком охлаждении продуктов сгорания природного газа // Инженерно-физический журнал. 2003. № 2. С. 88-93.

28. Баскаков А.П., Черепанова Е.В. Коррозионная стойкость алюминия в подкисленном конденсате (применительно к аппаратам глубокого охлаждения продуктов сгорания) // Промышленная энергетика. 2005. № 7. С. 29-31.

29. Белан Ф.И. Водоподготовка. М.: Энергия, 1979. 208 с.

30. Белосельский Б.С., Александров А.А., Клименко А.В. и др. Теплоэнергетика и теплотехника: справочник. М.: Издательский дом МЭИ, 2007. 564 с.

31. Беляев Д.С. Из опыта эксплуатации кирпичных дымовых труб промышленных котельных, работающих на газе // Промышленная энергетика. 1971. № 9. С. 26-29.

32. Березанин А.А., Гром А.Ю., Козлов Ю.В., Некрасов А.В. Возможность повышения эффективности непрерывной продувки парогенераторов ПГВ-1000 // Энергетик. 1997. № 2. С. 26-27.

33. Беспалов В.В. Повышение эффективности утилизации тепла дымовых газов ТЭС на природном газе: автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.14.14 / Беспалов Виктор Владимирович. Томск: Национальный исследовательский Томский политехнический университет, 2017. 24 с.

34. Бирюк В.В., Ларин Е.А., Лившиц М.Ю., Шелудько Л.П., Шиманов А.А. Блочная теплофикационная парогазовая установка // Инженерно-физический журнал. 2018. Т. 91. № 4. С. 1089-1097.

35. Богуславский Л.Д., Ливчак В.И. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха. М.: Стройиздат, 1990. 624 с.

36. Бродов Ю.М., Савельев Р.З. Конденсационные установки паровых турбин. М.: Энергия, 1994. 287 с.

37. Буров В.Д., Дорохов Е.В., Елизаров Д.П., Жидких В.Ф., Ильин Е.Т. и др. Тепловые электрические станции: учебник для вузов / под ред. В.М. Лавыгина, А.С. Седлова, С.В. Цанева. М.: Издательский дом МЭИ, 2007. 466 с.

38. Бухаркин Е.Н. К вопросу обеспечения надежных условий использования экономичных котлов с конденсационными теплоутилизаторами // Промышленная энергетика. 1995. № 7. С. 31-34.

39. Бухаркин Е.Н. Методы расчета и условия использования контактной и конденсационной технологий в теплоэнергетике // Энергосбережение и водоподготовка. 2012. № 2(76). С. 29-35.

40. Бухаркин Е.Н. Тепловой расчет конденсационных теплоутилизаторов, установленных за котлами // Промышленная энергетика. 1991. № 10. С. 35-37.

41. Бухонов Д.Ю., Борисов Ю.В. Получение конденсата из уходящих дымовых газов при сжигании газового топлива // Новое в российской электроэнергетике. 2005. № 1. С. 42-45.

42. Бучнев О.А., Роголёв Н.Д. Топливо-энергетический комплекс: проблемы развития и организации инновационной деятельности. М.: Издательский дом МЭИ, 2008. 36 с.
43. Быстрицкий Г.Ф. Основы энергетики: учебник. М.: ИНФРА-М, 2007. 278 с.
44. Быстрицкий Г.Ф. Энергосиловое оборудование промышленных предприятий. М.: Издательский центр «Академия», 2003. 304 с.
45. Варнашов В.В. Исследование и разработка способов повышения надежности работы дымовых труб ТЭС: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Иваново: ИГЭУ, 2000. 23 с.
46. Василенко Г.В., Сутоцкий Г.П. О некоторых показателях качества котловой воды барабанных котлов высокого давления // Электрические станции. 2001. № 2. С. 30-32.
47. Ведрученко В.Р., Жданов Н.В., Лазарев Е.С. Повышение эффективности топливоиспользования в котельных установках с применением охладителей дымовых газов // Промышленная энергетика. 2013. № 4. С. 21-26.
48. Внуков А.К. Защита атмосферы от вредных выбросов энергообъектов. М.: Энергоатомиздат, 1992. 176 с.
49. Внуков А.К., Розанова Ф.А. Повышение эффективности использования природного газа в водогрейных котлах // Энергетик. 2013. № 4. С. 75-78.
50. Волков Э.П., Гаврилов Е.И., Дужих Ф.П. Газоотводящие трубы ТЭС и АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1987. 280 с.
51. Волховский Е.Г., Шустер А.Г. Экономия топлива в котельных установках. М.: Энергия, 1973. 304 с.
52. Воронов В.Н., Петрова Т.И. Водно-химические режимы ТЭС и АЭС: учеб. пособ. / под ред. А.П. Пильщикова. М.: Издательский дом МЭИ, 2009. 240 с.
53. Галашов Н.Н., Туболев А.А., Киселёв А.С. Расчёт влагосодержания уходящих газов котла на выходе конденсационного теплоутилизатора // Промышленная энергетика. 2018. № 12. С. 23-26.

54. Гладунцев А.И., Пустовалов Ю.В. Анализ опыта применения контактных водонагревателей на промышленных предприятиях Москвы // Промышленная энергетика. 1982. № 12. С. 5-8.
55. Горбуров В.И., Зорин В.М., Каверзнев М.М. и др. О ступенчатом испарении в паропроизводящих установках // Теплоэнергетика. 1997. № 3. С. 55-58.
56. Гортышов Ю.Ф., Дресвянников Ф.Н., Идиатуллин Н.С. и др. Теория и техника теплофизического эксперимента / под ред. В.К. Щукина. М.: Энергоатомиздат, 1993. 488 с.
57. Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В. Теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом. Казань: КГТУ, 1999. 176 с.
58. Грибков А.М., Зройчиков М.А., Прохоров В.Б. Формирование траектории дымового факела при наличии самоокутывания оголовка дымовой трубы // Теплоэнергетика. 2017. № 10. С. 51-59.
59. Данилов О.Л., Гаряев А.Б., Яковлев И.В. и др. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях: учеб. для вузов / под ред. А.В. Клименко. 2-е изд., стер. М.: Издательский дом МЭИ, 2011. 424 с.
60. Деаэраторы термические: отраслевой каталог 77-94. М.: ЦНИИ-ТЭИмаш, 1995. 126 с.
61. Делягин Г.Н., Лебедев В.И., Пермяков Б.А. Теплогенерирующие установки. М.: Стройиздат, 1986. 559 с.
62. Денисов И.Н., Кузнецов В.Д., Шелудько Л.П. Оценка экономической эффективности реальных инвестиций в энергетике: учеб.-методич. пособ. Самара: Самарск. гос. техн. ун-т, 2004. 58 с.
63. Денисов И.Н., Шелудько Л.П. Паровые турбины ТЭС и АЭС: учеб. пособ. Самара: Самарск. гос. техн. ун-т, 2011. 136 с.
64. Дудолин А.А. Исследование влияния климатических условий и типа ГТУ на выбор структуры тепловых схем парогазовых ТЭС утилизационного типа: дисс. на соиск. уч. ст. канд. техн. наук: 05.14.01 / М.: Московский энергетический институт (Технический университет), 2004. 190 с.

65. Дужих Ф.П., Осоловский В.П., Ладыгичев М.Г. и др. Промышленные дымовые и вентиляционные трубы. М.: Теплотехник, 2004. 464 с.
66. Елизаров Д.П. Теплоэнергетические установки электростанций. М.: Энергоиздат, 1982. 264 с.
67. Елистратов С.Л., Шаров Ю.И. Котельные установки и парогенераторы: учеб. пособ. Новосибирск: НГТУ, 2017. 102 с.
68. Ерохин В.Г., Маханько М.Г. Основы термодинамики и теплотехники. 2-е издание. М.: ЛИБРОКОМ, 2009. 224 с.
69. Жабо В.В. Охрана окружающей среды на ТЭС и АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1992. 240 с.
70. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 471 с.
71. Жуков В.П., Барочкин Е.В. Системный анализ энергетических теплообменников: монография. Иваново: ИГЭУ им. В.И. Ленина, 2009. 176 с.
72. Зах Р.Г. Котельные установки. М.: Энергия, 1968. 352 с.
73. Захарова З.Л., Рачинский А.В., Кузьмин П.А. Газовые контактные водонагреватели и их применение в народном хозяйстве. Л.: Недра, 1966. 144 с.
74. Зверева Э.Р., Фарахов Т.М., Исхаков А.Р. Очистка продуктов сгорания на тепловых электрических станциях // Энергосбережение и водоподготовка. 2011. № 6. С. 67-68.
75. Зверева Э.Р. Ресурсо-, энергосберегающие технологии в мазутных хозяйствах тепловых электрических станций. Казань: КГЭУ, 2010. 186 с.
76. Зиганшина С.К. Исследование влияния величины непрерывной продувки энергетических котлов на экономичность Саранской ТЭЦ-2 // Аспирантский вестник Поволжья. 2004. № 2. С. 28-31.
77. Зиганшина С.К. Котельная без водоумягчительной установки // Аспирантский вестник Поволжья. 2005. № 1. С. 12-13.
78. Зиганшина С.К. К вопросу повышения эффективности Самарской ТЭЦ // Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленно-

сти: седьмая Междун. науч.-техн. конф.: сб. науч. тр. Т. 1. Ульяновск, УлГТУ, 2017. С. 238-242.

79. Зиганшина С.К. Практикум по водоподготовке: учеб. пособ. Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2015. 70 с.

80. Зиганшина С.К. Подготовка добавочной воды на тепловых электростанциях: учеб. пособ. Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2009. 64 с.

81. Зиганшина С.К. Повышение экономичности котельных установок за счет конденсационных теплоутилизаторов поверхностного типа // Наука. Технологии. Инновации. Матер. Всерос. науч. конф. молодых ученых. Новосибирск: НГТУ, 2007. Ч. 3. С. 165-167.

82. Зиганшина С.К. Анализ работы дымовой трубы с вентилируемым воздушным зазором // Наука. Технологии. Инновации. Матер. Всерос. науч. конф. молодых ученых. Новосибирск: НГТУ, 2008. Ч. 3. С. 112-113.

83. Зиганшина С.К. Использование вторичных энергетических ресурсов на тепловых электростанциях // Энергетика и энергосбережение: теория и практика. Матер. II Всерос. науч.-практич. конф. Кемерово: КузГТУ, 2015. [Электронный ресурс]. <http://science.kuzstu.ru/wp-content/Events/Conference/energ/2015/energ/index.htm>

84. Зиганшина С.К. Оценка влияния величины непрерывной продувки на экономичность Безымянской ТЭЦ // Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики «АНТЭ-2009». Матер. V Всерос. науч.-техн. конф. Казань: Казан. гос. техн. ун-т, 2009. Т.1. С. 486-492.

85. Зиганшина С.К. Расчет потерь с непрерывной продувкой энергетических котлов Саранской ТЭЦ-2 // Наука. Технологии. Инновации. Матер. Всерос. науч. конф. молодых ученых. Новосибирск: НГТУ, 2009. Ч.3. С. 68-70.

86. Зиганшина С.К. Способы утилизации теплоты вентилируемого воздуха дымовых труб ТЭС // Традиции и инновации в строительстве и архитектуре: матер. 67-й Всерос. науч.-техн. конф. Самара: Самарск. гос. арх.-строит. ун-т, 2010. С. 657-658.

87. Зиганшина С.К. Расчет потерь с непрерывной продувкой паровых котлов Саранской ТЭЦ-2 // Традиции и инновации в строительстве и архи-

текстуре: матер. 67-й Всерос. науч.-техн. конф. Самара: Самарск. гос. арх.-строит. ун-т, 2010. С. 679-680.

88. Зиганшина С.К. Способ снижения потерь теплоты и теплоносителя с непрерывной продувкой котлов Безымянской ТЭЦ // Повышение энергоэффективности зданий и сооружений: межвуз. сб. науч. тр. Самара: Самарск. гос. арх.-строит. ун-т, 2010. Вып. 5. С. 59-66.

89. Зиганшина С.К. Расчет потерь теплоты и теплоносителя с выпаром термических деаэраторов котельной ООО «Самараоргсинтез» // Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности: шестая междун. науч.-техн. конф. Ульяновск: УлГТУ, 2013. С. 194-196.

90. Зиганшина С.К. Повышение эффективности работы деаэратора перегретой воды центральной отопительной котельной Самарской ГРЭС // Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности: шестая междун. науч.-техн. конф. Ульяновск: УлГТУ, 2013. С. 196-200.

91. Зиганшина С.К. Способы утилизации теплоты вентилируемого воздуха дымовых труб ТЭС // Наука. Технологии. Инновации. Матер. Всерос. науч. конф. молодых ученых. Новосибирск: НГТУ, 2006. Ч. 3. С. 57-59.

92. Зиганшина С.К. Совершенствование работы котельных установок ТЭС путем использования вторичных энергоресурсов: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Казань: КГЭУ, 2006. 20 с.

93. Зиганшина С.К. Анализ схемы утилизации воды непрерывной продувки энергетических котлов Саранской ТЭЦ-2 // Энергосбережение и водоподготовка. 2011. № 3(71). С. 25-28.

94. Зиганшина С.К. Анализ схемы утилизации воды непрерывной продувки котлов среднего давления Безымянской ТЭЦ // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2011. № 7-8. С. 3-11.

95. Зиганшина С.К. Использование теплоты конденсации отработавшего в турбине пара на ТЭС // Энергосбережение и водоподготовка. 2013. № 6(86). С. 35-37.

96. Зиганшина С.К. О возможности модернизации котла БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ // Энергетик. 2014. № 1. С. 60-62.

97. Зиганшина С.К. Конденсационный теплоутилизатор за котлом БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2014. № 1-2. С. 3-10.

98. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Повышение эффективности работы ТЭС за счет использования теплоты воздуха дымовых труб с вентилируемым каналом // Энергетик. 2016. № 2. С. 38-41.

99. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Повышение экономичности котельных установок ТЭС и систем теплоснабжения // Теплоэнергетика. 2016. № 8. С. 62-66.

100. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Повышение эффективности работы Самарской ТЭЦ за счет установки энергетического котла с конденсационным поверхностным теплообменником // Проблемы совершенствования топливно-энергетического комплекса: сб. науч. тр. Вып. 8. Матер. XIII Междун. науч.-техн. конф. «Совершенствование энергетических систем и теплоэнергетических комплексов». Саратов: СГТУ им. Гагарина Ю.А., 2016. С. 384-389.

101. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Предварительный подогрев дутьевого воздуха котла в конденсационном теплообменнике продуктами сгорания природного газа // Энергетик. 2019. № 2. С. 40-44.

102. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Анализ эффективности использования теплоты продуктов сгорания природного газа в процессе предварительного подогрева дутьевого воздуха котла // Электрические станции. 2018. № 3. С. 22-28.

103. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Способ предварительного подогрева дутьевого воздуха котла уходящими газами при их охлаждении ниже точки росы // Инженерно-физический журнал. 2019. Т. 92. № 5. С. 2180-2187.

104. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Установка для предварительного подогрева дутьевого воздуха энергокотла теплотой отработавшего в турбине водяного пара // Электрические станции. 2019. № 11. С. 19-23.

105. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Анализ водно-химического режима котлов среднего давления Безымянской ТЭЦ // Энергосбережение и водоподготовка. 2009. № 5(61). С. 16-20.
106. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Способы утилизации теплоты вентиляционного воздуха дымовых труб ТЭС // Электрические станции. 2010. № 4. С. 22-27.
107. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Автоматизация непрерывной продувки парогенераторов // Промышленная энергетика. 2010. № 6. С. 46-49.
108. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Оценка влияния потерь котловой воды в процессе непрерывной продувки котлов на экономичность Саранской ТЭЦ-2 // Энергетик. 2011. № 9. С. 40-42.
109. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Анализ энергетических потерь с непрерывной продувкой котлов ООО «Самараоргсинтез» // Промышленная энергетика. 2012. № 6. С. 21-23.
110. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Анализ работы котельных установок ООО «Самараоргсинтез» // Энергетик. 2013. № 4. С. 60-62.
111. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Повышение эффективности котла БКЗ-420-140 НГМ путем охлаждения газов ниже температуры точки росы // Промышленная энергетика. 2014. № 6. С. 20-23.
112. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Об одном способе подогрева дутьевого воздуха на тепловой электростанции // Энергетик. 2014. № 9. С. 48-50.
113. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Использование конденсата водяных паров из уходящих газов в системе теплоснабжения Ульяновской ТЭЦ-3 // Новости теплоснабжения. 2013. № 11 (159). С. 47-51.
114. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Анализ эффективного использования теплоты вентилируемого воздуха дымовых труб ТЭС // Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности: матер. пятой Рос. науч.-техн. конф. Ульяновск: УлГТУ, 2006. Т. 2. С. 225-227.
115. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Определение потерь теплоносителя и теплоты с непрерывной продувкой энергетических котлов ТЭС // Энерго-

сбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности: матер. пятой Рос. науч.-техн. конф. Ульяновск: УлГТУ, 2006. Т. 2. С. 231-233.

116. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Анализ энергетических потерь с непрерывной продувкой котлов ООО «Самараоргсинтез» // Повышение энергоэффективности зданий и сооружений: межвуз. сб. науч. тр. Самара: Самарск. гос. арх.-строит. ун-т, 2011. Вып. 6. С. 15-19.

117. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Способ подогрева исходной воды на ТЭЦ // Повышение энергоэффективности зданий и сооружений: межвуз. сб. науч. тр. Самара: Самарск. гос. арх.-строит. ун-т, 2011. Вып. 6. С. 85-93.

118. Зиганшина С.К., Кудинов А.А., Горбачев И.Н. Анализ работы дымовой трубы высотой 240 метров Самарской ТЭЦ // Энергосбережение и водоподготовка. 2010. № 3(65). С. 44-48.

119. Зиганшина С.К., Кудинов А.А., Горбачев И.Н. Оценка эффективности работы дымовой трубы высотой 240 м Самарской ТЭЦ // Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики «АНТЭ-2009». Матер. V Всерос. науч.-техн. конф. Казань: Казан. гос. техн. ун-т, 2009. Т.1. С. 480-485.

120. Зиганшина С.К., Кудинов А.А. Технико-экономическое обоснование расширения Самарской ТЭЦ котлом БКЗ-420-140 НГМ с конденсационным теплоутилизатором // Энергетик. 2017. № 7. С. 33-36.

121. Зройчиков Н.А., Кудинов В.А., Коваленко А.Г. и др. Разработка компьютерной модели и расчёт оптимальных режимов работы циркуляционной системы ТЭЦ-23 ОАО «Мосэнерго» // Теплоэнергетика. 2007. № 11. С. 14-21.

122. Зройчиков Н.А., Прохоров В.Б., Тупов В.Б. Возможные пути снижения воздействия объектов теплоэнергетики на окружающую среду // Теплоэнергетика. 2015. № 2. С. 69-76.

123. Зройчиков Н.А., Ломакин Б.В., Зарянкин А.Е., Зарянкин В.А., Симонов Б.П. Интенсификация теплообмена в воздушных регенеративных воздухоподогревателях // Энергия. 1991. № 1. С. 117-121.

124. Зысин Л.В. Парогазовые и газотурбинные установки: учеб. пособ. Санкт-Петербург: Издательство СПбГТУ, 2010. 377 с.

125. Иванов В.Л. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок / под ред. А.И. Леонтьева. 2-е изд., стереот. М.: Издательский дом МЭИ, 2004. 592 с.

126. Иванова Г.М., Кузнецов Н.Д., Чистяков В.С. Теплотехнические измерения и приборы. 3-е изд., стереот. М.: Издательский дом МЭИ, 2007. 460 с.

127. Ильин Е.Т., Печенкин С.П., Крыленко М.А. Повышение тепловой экономичности теплофикационных турбин в переходный и неотапительный периоды при использовании двухступенчатого подогрева сетевой воды с применением частичного обвода сетевых подогревателей // Энергосбережение и водоподготовка. 2014. № 3 (89). С. 27-30.

128. Ильин И.Н., Блумберга Д.М., Гришин В.А. Об эффективности контактных теплообменников с активной насадкой // Промышленная энергетика. 1986. № 8. С. 22-24.

129. Ионкин И.Л., Рагуткин А.В., Росляков П.В., Супранов В.М., Зайченко М.Н., Лунинг Б. Влияние конденсационного утилизатора на работу паровых и водогрейных газовых котлов // Теплоэнергетика. 2015. № 5. С. 44-50.

130. Исаев С.И., Кожинов И.А., Кофанов В.И. и др. Теория тепломассообмена / под ред. А.И. Леонтьева. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. 683 с.

131. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергоиздат, 1981. 416 с.

132. Каган А.М., Лаптев А.Г., Пушнов А.С., Фарахов М.И. Контактные насадки промышленных тепломассообменных аппаратов: монография / под ред. Лаптева А.Г. Казань: Отечество, 2013. 454 с.

133. Калинушкин М.П. Вентиляторные установки. М.: Высшая школа, 1979. 223 с.

134. Капишников А.П. Расчет коэффициента теплопередачи конденсационного экономайзера // Промышленная энергетика. 2001. № 7. С. 6-8.

135. Карягин Н.П. Из опыта эксплуатации контактных экономайзеров // Промышленная энергетика. 1971. № 1. С. 34-35.
136. Касилов Б.П., Дудолин А.А., Господченков И.В. Эффективность использования парогазовой технологии в энергоблоке АЭС с ядерным реактором СВБР-100 // Теплоэнергетика. 2015. № 5. С. 14-20.
137. Кастальский А.А. Проектирование устройств для удаления из воды растворенных газов в процессе водоподготовки. М.: Госстройиздат, 1957. 147 с.
138. Качан А.Д., Яковлев Б.В. Справочное пособие по технико-экономическим основам ТЭС. Минск: Вышэйш. школа, 1982. 318 с.
139. Кейс В.М. Конвективный тепло- и массообмен. Пер. с англ. М.: Энергия, 1972. 448 с.
140. Киндра В.О., Рогалев Н.Д., Лисин Е.М., Худякова В.П. Разработка и технико-экономический анализ тепловых схем отопительных газотурбинных электростанций // Новое в российской электроэнергетике. 2017. № 3. С. 6-20.
141. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. М.: Издательский дом МЭИ, 2008. 416 с.
142. Кирсанов Ю.А. Математическое моделирование тепловых процессов в регенеративном воздухоподогревателе // Теплоэнергетика. 1999. № 1. С. 51-54.
143. Кирсанов Ю.А. Оптимизация температуры подогрева воздуха перед регенеративным воздухоподогревателем // Теплоэнергетика. 2000. № 1. С. 36-38.
144. Клименко А.В., Агабабов В.С., Борисова П.Н. Возможность производства холода и дополнительной электроэнергии на тепловой электростанции // Теплоэнергетика. 2017. № 6. С. 30-37.
145. Клименко А.В., Агабабов В.С., Ильина И.П., Рожнатовский В.Д., Бурмакина А.В. Схемы тригенерационных установок для централизованного энергоснабжения // Теплоэнергетика. 2016. № 6. С. 36-43.
146. Клименко А.В., Агабабов В.С., Рогова А.А., Тидеман П.А. Особенности комбинированного производства электроэнергии, тепла и холода на

базе парогазовой установки // Теплоэнергетика. 2015. № 3. С. 11-15.

147. Клименко А.В., Агабабов В.С., Рогова А.А., Тидеман П.А. Схемы ПГУ-КЭС и ПГУ-ТЭЦ с системами одновременного совмещенного производства тепла и холода // Энергосбережение и водоподготовка. 2014. № 1(87). С. 20-23.

148. Климов Г.М. Повышение эффективности использования природного газа // Промышленная энергетика. 1975. № 8. С. 20-22.

149. Ковалев А.П., Лелеев Н.С., Виленский Т.В. Парогенераторы. М.: Энергоатомиздат, 1985. 376 с.

150. Ковальногов Н.Н. Пограничный слой в потоках с интенсивными воздействиями. Ульяновск: УлГТУ, 1996. 246 с.

151. Козин В.Е., Левина Т.А., Марков А.П., Пронина И.Б., Слемзин В.А. Теплоснабжение: учеб. пособ. М.: Высшая школа, 1980. 408 с.

152. Колесников А.И., Михайлов С.А. Энергоресурсосбережение. М.: МРАИ ЭЕМ, 2006. 231 с.

153. Колесников А.И., Фёдоров М.Н., Варфоломеев Ю.М. Энергосбережение в промышленных и коммунальных предприятиях: учеб. пособ. М.: ИНФРА-М, 2005. 124 с.

154. Конахина И.А., Горбунова Т.Г. Энерготехнологическое комбинирование в промышленности на базе теплонасосных установок (ТНУ) // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2008. № 7-8. С. 9-14.

155. Конахина И.А., Конахин А.М., Ахметов Э.А., Фазуллина А.И. Система повторного использования парового конденсата нефтехимического предприятия в условиях его невозврата источнику // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2009. № 5-6. С. 18-25.

156. Копылов А.С., Лавыгин В.М., Очков В.Ф. Водоподготовка в энергетике. 3-е изд., стереот. М.: Издательский дом МЭИ, 2011. 309 с.

157. Копылов А.С., Очков В.Ф., Чудова Ю.В. Процессы и аппараты передовых технологий водоподготовки и их программированные расчеты: учеб. пособие для вузов. М.: Издательский дом МЭИ, 2009. 222 с.

158. Кострикин Ю.М., Мещерский Н.А., Коровина О.В. Водоподготовка и водный режим энергообъектов низкого и среднего давления. М.: Энергоатомиздат, 1990. 254 с.
159. Костюк А.Г., Фролов В.В., Булкин А.Е., Трухний А.Д. Турбины тепловых и атомных электрических станций / под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. М.: Издательство МЭИ, 2001. 488 с.
160. Костюк А.Г., Шерстюк А.Н. Газотурбинные установки. М.: изд-во «Высшая школа», 1979. 254 с.
161. Кудинов А.А. Техническая гидромеханика. М.: Машиностроение, 2008. 368 с.
162. Кудинов А.А. Тепломассообмен. М.: ИНФРА-М, 2012. 375 с.
163. Кудинов А.А. Тепловые электрические станции. Схемы и оборудование. М.: ИНФРА-М, 2012. 325 с.
164. Кудинов А.А. Горение органического топлива. М.: ИНФРА-М, 2015. 390 с.
165. Кудинов А.А. Энергосбережение в теплогенерирующих установках. Ульяновск: УлГТУ, 2000. 139 с.
166. Кудинов А.А., Авинов В.В., Зиганшина С.К. Исследование режимов работы внутростанционной тепловой сети Тольяттинской ТЭЦ // Электрические станции. 2006. № 4. С. 27-32.
167. Кудинов А.А., Антонов В.А., Алексеев Ю.Н. Анализ эффективности применения конденсационного теплоутилизатора за паровым котлом ДЕ-10-14 ГМ // Промышленная энергетика. 1997. № 8. С. 8-10.
168. Кудинов А.А., Антонов В.А., Алексеев Ю.Н. Энергосбережение в газифицированных котельных установках путем глубокого охлаждения продуктов сгорания // Теплоэнергетика. 2000. № 1. С. 59-61.
169. Кудинов А.А., Горбачев И.Н., Зиганшина С.К. Исследование процесса теплообмена в дымовой трубе с вентилируемым воздушным зазором // Повышение энергоэффективности зданий и сооружений. Самара: Самарск. гос. арх.-строит. ун-т, 2008. № 2. С. 204-214.

170. Кудинов А.А., Губарев А.Ю., Зиганшина С.К. Двухпоточный двухходовой вращающийся регенеративный воздухоподогреватель // Электрические станции. 2013. № 10. С. 50-55.
171. Кудинов А.А., Губарев А.Ю., Зиганшина С.К. Вращающиеся регенеративные воздухоподогреватели энергетических котлоагрегатов: монография. Старый Оскол: ТНТ, 2021. 320 с.
172. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Энергосбережение в котельных установках ТЭС и систем теплоснабжения: монография. М.: ИНФРА-М, 2016. 320 с.
173. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях: монография. М.: Машиностроение, 2011. 374 с.
174. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Энергосбережение в теплоэнергетических установках: монография. Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2007. 251 с.
175. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Основы централизованного теплоснабжения: учеб. пособ. Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2015. 176 с.
176. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Поверочный тепловой расчет топки парового котла: практикум. Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2009. 36 с.
177. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Парогазовые установки тепловых электрических станций: учеб. пособ. 2-е изд., перераб. и доп. Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2019. 220 с.
178. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Тепловые электрические станции. Практикум: учеб. пособ. Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2017. 96 с.
179. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Расчет потерь с непрерывной продувкой на котлах Безымянской ТЭЦ // Энергетик. 2009. № 12. С. 32-35.
180. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Охлаждение продуктов сгорания природного газа в конденсационных теплоутилизаторах // Промышленная энергетика. 2010. № 4. С. 39-43.
181. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Анализ работы энергетических котлов Безымянской ТЭЦ и Саранской ТЭЦ-2 // Энергетик. 2010. № 12. С. 38-40.
182. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Анализ работы теплотехнического

оборудования ООО «Самараоргсинтез» // Энергосбережение и водоподготовка. 2012. № 2(76). С. 25-28.

183. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Оценка потерь энергии при дросселировании водяного пара в редуционных установках ООО «Самараоргсинтез» // Промышленная энергетика. 2012. № 3. С. 14-16.

184. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Повышение надежности оборудования систем теплоснабжения путем использования вакуумно-кавитационного способа деаэрации воды // Надежность и безопасность энергетики. 2014. № 1(24). С. 44-48.

185. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Повышение экономичности ТЭС путем использования теплоты конденсации отработавшего в турбине пара // НКТЭ-2006. Матер. докл. Казань: Иссл. центр пробл. энерг. КазНЦ РАН, 2006. Т. II. С. 35-38.

186. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Повышение эффективности ПГУ-170 за счет промежуточного перегрева водяного пара // Энергетик. 2020. № 7. С. 11-16.

187. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Получение конденсата водяных паров из продуктов сгорания природного газа // Повышение энергоэффективности зданий и сооружений. Самара: Самарск. гос. арх.-строит. ун-т, 2008. № 3. С. 197-207.

188. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Повышение экономичности парогазовой ТЭС путем отвода уходящих газов котла-утилизатора ГТУ через вытяжную башню градирни // Энергетика и энергосбережение: теория и практика. Матер. II Всерос. науч.-практич. конф. Кемерово: КузГТУ, 2015. [Электронный ресурс]. <http://science.kuzstu.ru/wp-content/Events/Conference/energ/2015/energ/index.htm>

189. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Тепло- и массообмен при глубоком охлаждении продуктов сгорания в конденсационных теплоутилизаторах // Тр. 6-й Междун. конф. молодых ученых и студентов “Актуальные проблемы современной науки”. Ч. 45. Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2005. С. 86-89.

190. Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Хусаинов К.Р. Промежуточный пе-

регрев водяного пара в двухконтурном котле-утилизаторе парогазовой установки // Промышленная энергетика. 2020. № 2. С. 7-16.

191. Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Борисова Н.В. Опыт эксплуатации вакуумно-кавитационного деаэрата СамГРЭС // Традиции и инновации в строительстве и архитектуре: матер. 67-й Всерос. науч.-техн. конф. Самара: Самарск. гос. арх.-строит. ун-т, 2010. С. 681-683.

192. Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Борисова Н.В., Шамшурина Г.И. Исследование режимов работы вакуумно-кавитационных деаэраторов Самарской ГРЭС // Электрические станции. 2011. № 2. С. 38-42.

193. Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Горбачев И.Н. Повышение экономичности работы дымовых труб с вентилируемым воздушным зазором // Проблемы совершенствования топливно-энергетического комплекса: сб. науч. тр. Вып. 5. Матер. междунауч. конф. «Современные научно-технические проблемы теплоэнергетики и пути их решения». Саратов: Сарат. ун-т, 2008. С. 182-188.

194. Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Горбачев И.Н. Повышение экономичности котельных установок ТЭС путем утилизации теплоты воздуха дымовых труб с вентилируемым каналом // Энергоресурсоэффективность и энергосбережение в Республике Татарстан. IX Междунауч. симп. Казань: «Ат-рПечатьСервис», 2008. Ч. II. С. 329-335.

195. Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Горбачев И.Н. Анализ работы дымовых труб с вентилируемым воздушным каналом // Энергетик. 2010. № 1. С. 16-18.

196. Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Горбачев И.Н. Исследование влияния коэффициента избытка воздуха на экономичность котлов ТЭС // НКТЭ-2006. Матер. докл. Казань: Иссл. центр пробл. энерг. КазНЦ РАН, 2006. Т. II. С. 97-100.

197. Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Горланов С.П. Снижение концентрации оксидов азота в котельных установках систем теплоснабжения зданий // Повышение энергоэффективности зданий и сооружений. Самара: Самарск.

гос. арх.-строит. ун-т, 2009. Вып. 4. С. 93-100.

198. Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Горланов С.П. Повышение эффективности парогазовой ТЭС путем отвода уходящих газов котла-утилизатора ГТУ в атмосферу через вытяжную башню градирни с естественной вентиляцией воздуха // Промышленная энергетика. 2017. № 3. С. 33-38.

199. Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Федотенкова А.В. Анализ работы дымовой трубы при глубоком охлаждении уходящих газов // Энергетик. 2014. № 8. С. 60-62.

200. Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Чугунов Д.О. Экономический анализ проекта расширения Самарской ТЭЦ газотурбинной установкой // Энергосбережение и водоподготовка. 2016. № 6(104). С. 53-57.

201. Кудинов А.А., Калмыков М.В., Зиганшина С.К. Теплообмен в конденсационных теплоутилизаторах // Тез. докл. Междун. науч.-техн. конф. «Состояние и перспективы развития электротехнологии» (X Бенардосовские чтения). Иваново: ИГЭУ, 2001. С. 107.

202. Кудинов В.А., Карташов Э.М. Техническая термодинамика. М.: Высш. школа, 2007. 261 с.

203. Кудинов А.А., Обухов Д.В., Зиганшина С.К. Оценка эффективности и модернизация вакуумных деаэраторов сетевой воды Самарской ТЭЦ // Теплоэнергетика. 2010. № 8. С. 31-34.

204. Кудинов А.А., Панамарев Ю.С., Обухов Д.В. и др. Исследование режимов работы и реконструкция вакуумных деаэраторов сетевой воды Самарской ТЭЦ // Электрические станции. 2010. № 2. С. 38-42.

205. Кудинов А.А., Хусаинов К.Р., Зиганшина С.К. Газотурбинные энергетические установки. Практикум: учеб. пособ. Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2018. 92 с.

206. Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Хусаинов К.Р. Повышение экономичности ПГУ-450 путем подогрева исходной воды отработавшими газами газотурбинной установки // Промышленная энергетика. 2018. № 12. С. 16-22.

207. Кузма-Кичта Ю.А., Бухонов Д.Ю., Борисов Ю.В. Интенсификация

тепломассообмена при конденсации водяных паров из уходящих дымовых газов // Теплоэнергетика. 2007. № 3. С. 39-42.

208. Кузма-Кичта Ю.А. Методы интенсификации теплообмена. М.: Издательство МЭИ, 2001. 112 с.

209. Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Хусаинов К.Р., Губарев А.Ю. Использование теплоты отработавших газов газотурбинной установки ПГУ-200 Сызранской ТЭЦ для подогрева исходной воды // Энергосбережение и водоподготовка. 2019. № 2 (118). С. 25-30.

210. Куличихин В.В. Экологически чистая технология выработки электроэнергии // Известия Академии промышленной экологии. 1996. № 1-2. С. 7.

211. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.

212. Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И. Теплообмен и трение в турбулентном пограничном слое. М.: Энергоатомиздат, 1985. 318 с.

213. Лаптев А.Г., Ведьгаева И.А. Устройство и расчёт промышленных градирен. Казань: КГЭУ, 2004. 180 с.

214. Лаптев А.Г., Николаев Н.А., Башаров М.М. Методы интенсификации и моделирования теплообменных процессов: учебно-справочное пособие. М.: Теплотехник, 2011. 288 с.

215. Лаптев А.Г., Фарахов М.И., Башаров М.М. и др. Энерго- и ресурсосберегающие технологии и аппараты очистки жидкостей в нефтехимии и энергетике / под ред. А.Г. Лаптева. Казань: Отечество, 2012. 410 с.

216. Ларин А.Б., Колегов А.В. Мониторинг водно-химического режима энергоблока ТЭС с ПГУ // Вестник ИГЭУ. 2013. № 3. С. 14-18.

217. Ларин Б.М. Обработка воды на ТЭС и АЭС / Б.М. Ларин, Е.Б. Юрчевский, В.В. Гостьков, Е.Н. Бушуев, А.Б. Ларин // Иваново: ИГЭУ, 2010. 348 с.

218. Ларин Б.М., Козюлина Е.В., Ларин А.Б., Колегов А.В. Расчет показателей качества водного теплоносителя и оценка состояния ВХР барабанных котлов // Теплоэнергетика. 2012. № 7. С. 10-14.

219. Ларин Б.М., Ларин А.Б. Состояние технологии подготовки водного

рабочего тела на отечественных ТЭС // Теплоэнергетика. 2014. № 1. С. 75-79.

220. Ларин Е.А. Парогазовые технологии производства электрической и тепловой энергии. Перспективы и направления развития и исследований // Вопросы электротехнологии. 2016. № 1 (10). С. 72-79.

221. Ларионов В.С., Щинников П.А. Техничко-экономическая эффективность энергоблоков ТЭС: учеб. пособ. Новосибирск: Новосибирский государственный технический университет, 1998. 31 с.

222. Ледуховский Г.В. Моделирование процессов удаления из воды угольной кислоты в деаэраторах атмосферного давления // Теплоэнергетика. 2017. № 2. С. 55-62.

223. Ледуховский Г.В., Виноградов В.Н., Горшенин С.Д., Коротков А.А. Исследование технологических процессов атмосферной деаэрации воды: монография / под общ. ред. Г.В. Ледуховского; ФГБОУ ВО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина». Иваново, 2016. 420 с.

224. Ледуховский Г.В., Жуков В.П., Барочкин Е.В. и др. Алгоритмы сведения материальных и энергетических балансов при расчетах технико-экономических показателей оборудования ТЭС на основе метода регуляризации некорректных задач // Теплоэнергетика. 2015. № 8. С. 72-80.

225. Ледуховский Г.В., Поспелов А.А. Энергетические характеристики оборудования ТЭС: учеб. пособ. / ФГБОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина». Иваново, 2016. 420 с.

226. Леонтьев А.И. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок / Под редакцией А.И. Леонтьева. М.: Московский государственный технический университет, 2003. 591 с.

227. Леонтьев А.И., Олимпиев В.В. Теплофизика и теплотехника перспективных интенсификаторов теплообмена (обзор) // Известия Российской академии наук. Энергетика. 2011. № 1. С. 7-31.

228. Липов Ю.М., Самойлов Ю.Ф., Виленский Т.В. Компоновка и тепловой расчет парового котла. М.: Энергоатомиздат, 1988. 208 с.

229. Лукьянова Т.С. Расчет тепловых схем трехконтурных ПГУ с про-

межуточным перегревом пара и их исследование: автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.12 / Лукьянова Татьяна Сергеевна. М.: Издательский дом МЭИ, 2012. 20 с.

230. Макаревич Е.В., Буров В.Д., Вараксина Н.В. Оценка экономической эффективности инвестиционных проектов энергетических объектов с использованием программы "АЛЬТ-ИНВЕСТ": методические указания / Нац. исслед. ун-т "МЭИ". М.: Издательство МЭИ, 2012. 60 с.

231. Малков Е.С. Совершенствование режимов работы и схемы ПГУ-КЭС с применением камеры сжигания дополнительного топлива для теплофикации: автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.14.14 / Малков Евгений Сергеевич. Иваново: ИГЭУ им. В.И. Ленина, 2014. 20 с.

232. Мартынова О.И., Живилова Л.М., Рогацкин Б.С., Субботина Н.П. Химический контроль на тепловых и атомных электростанциях: учеб. для вузов / под ред. О.И. Мартыновой. М.: Энергия, 1980. 320 с.

233. Мартынова О.И., Никитин А.В., Очков В.Ф. Водоподготовка. Расчеты на персональном компьютере. М.: Энергоатомиздат, 1990. 216 с.

234. Мелентьев Л.А. Избранные труды. Научные основы теплофикации и энергоснабжения городов и промышленных предприятий. М.: Наука, 1993. 364 с.

235. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977. 344 с.

236. Моисеев В.И., Пресич Г.А., Аронов И.З. и др. Теплотехнические показатели контактного экономайзера с промежуточным теплообменником // Промышленная энергетика. 1983. № 8. С. 23-25.

237. Мошкарин А.В., Девочкин М.А., Шельгин Б.Л., Рабенко В.С. Анализ перспектив развития отечественной теплоэнергетики. Иваново: ИГЭУ, 2002. 256 с.

238. Мунц В.А. Энергосбережение в энергетике и теплотехнологиях: конспект лекций / Под редакцией Баскакова А.П. Екатеринбург: ФГБОУ ВО «Уральский государственный технический университет», 2006. 136 с.

239. Мунц В.А., Королев В.Н. Горение и конверсия органических топлив: учеб. пособ. Издательство: Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. Екатеринбург, 2016. 244 с.

240. Мунц В.А., Раков О.А., Ракова Ю.В. Тепловой и аэродинамический расчет котлов-утилизаторов за газовыми турбинами: учеб. пособ. Издательство: Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. Екатеринбург, 2017. 100 с.

241. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС. М.: Издательство МЭИ, 2010. 260 с.

242. Николаев Ю.Е., Дубинин А.Б., Вдовенко И.А., Сирдюков С.В. Развитие теплофикации в схемах теплоснабжения малых городов // Промышленная энергетика. 2013. № 7. С. 2-4.

243. Николаев Ю.Е., Сизов С.В. Эффективность применения малых ТЭЦ с газовыми турбинами для энергоснабжения промышленных и коммунальных потребителей: учеб. пособие. Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2011. 63 с.

244. Ноздренко Г.В., Щинников П.А. Комплексный эксергетический анализ энергоблоков ТЭС с новыми технологиями. Новосибирск: НГТУ, 2009. 189 с.

245. Обухов Д.В., Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Обескислороживание химически очищенной воды путем каталитического восстановления кислорода с применением палладиевого катализатора // Теплоэнергетика. 2010. № 7. С. 70-74.

246. Оликер И.И. Термическая деаэрация воды в отопительно-производственных котельных и тепловых сетях. Л.: Стройиздат, 1972. 187 с.

247. Ольховский Г.Г. Парогазовые установки: вчера, сегодня, завтра (обзор) // Теплоэнергетика. 2016. № 7. С. 38-45.

248. Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена. М.: Энергия, 1979. 319 с.

249. ОСТ 108.030.03-83. Циклоны выносные паровых котлов стационарных. Л.: НПО ЦКТИ, 1983.

250. Оценка экономической эффективности инвестиций в электроэнергетике: методич. указания для курсового и дипломного проектирования / А.В. Введенская, И.О. Волкова, В.И. Колибаба, О.И. Рыжов. Иваново: Иван. гос. энерг. ун-т, 2001. 70 с.

251. Пакет программ для вычисления теплофизических свойств воды и водяного пара «WaterSteamPro» (www.wsp.ru).

252. Печенегов Ю.Я. Расчет физических свойств, теплообмена и гидравлического сопротивления газовых и жидких теплоносителей: учеб. пособ. Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2011. 116 с.

253. Пономаренко В.С., Арефьев Ю.И. Градирни промышленных и энергетических предприятий. М.: Энергоатомиздат, 1998. 376 с.

254. Попов А.С., Новгородский Е.Е., Пермяков Б.А. Групповая теплоутилизационная установка паровой котельной // Промышленная энергетика. 1997. № 1. С. 42-44.

255. Портной М.Ф., Клоков А.А. Использование тепла продуктов сгорания котлов, работающих на газообразном топливе // Промышленная энергетика. 1985. № 6. С. 11-12.

256. Правила технической эксплуатации коммунальных отопительных котельных. СПб.: «Издательство Деан», 2001. 112 с.

257. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации. М.: СПО ОРГРЭС, 2003. 320 с.

258. Правила устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов. СПб.: «Издательство Деан», 2000. 224 с.

259. Прохоров В.Б., Денищук Д.А. Использование теплообменников конденсационного типа для глубокой утилизации теплоты дымовых газов при сжигании твердого и жидкого топлива // Тепловые процессы в технике. 2017. Т. 9. № 8. С. 377-382.

260. Рабинович О.М. Котельные агрегаты. М.–Л.: Машгиз, 1963. 460 с.

261. РД 34.08.552-95. Методические указания по составлению отчета электростанции и акционерного общества энергетики и электрификации о

тепловой экономичности оборудования. М.: СПО ОРГРЭС, 1995. 124 с.

262. Резников М.И., Липов Ю.М. Паровые котлы тепловых электростанций. М.: Энергоиздат, 1981. 240 с.

263. Рихтер Л.А., Волков Э.П., Покровский В.Н. Охрана водного и воздушного бассейнов от выбросов тепловых электростанций: учеб. для вузов / под ред. П.С. Непорожного. М.: Энергоиздат, 1981. 296 с.

264. Рихтер Л.А., Елизаров Д.П., Лавыгин В.М. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1987. 216 с.

265. Роголёв Н.Д., Зубкова А.Г., Мастерова И.В., Курдюкова Г.Н., Боголова В.В., Пономарёва О.Ю., Шувалова Д.Г., Сеницина Е.Я., Кетоева Н.Л. Экономика энергетики: учеб. для вузов / Под ред. Н.Д. Роголёва. М.: Изд-во МЭИ, 2011. 320 с.

266. Роголёв Н.Д., Фёдоров В.А., Фёдоров Е.А. Экономические и технологические основы энергоэффективного производства электроэнергии и тепла с использованием турбин малой и средней мощности. М.: Издательский дом МЭИ, 2003. 102 с.

267. РТМ 108.030.21-78. Расчет и проектирование термических деаэраторов / В.А. Пермяков, А.С. Гиммельберг, Г.М. Виханский и др. Л.: НПО ЦКТИ, 1979. 116 с.

268. Русланов Г.В., Розкин М.Я., Ямпольский Э.Л. Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий. Справочник. Киев: Будівельник, 1983. 272 с.

269. Рыжиков Ю.И. Вычислительные методы. СПб.: БХВ – Петербург, 2007. 400 с.

270. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции: учеб. для вузов / под ред. В.Я. Гиршфельда. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1987. 328 с.

271. Седлов А.С., Солодов А.П., Бухонов Д.Ю. Получение конденсата из уходящих дымовых газов на экспериментальной установке ОАО ГРЭС-24 // Энергосбережение и водоподготовка. 2006. № 5(43). С. 76-77.

272. Седлов А.С., Шищенко В.В., Ларин Б.М., Ларин А.Б., Потапкина Е.Н., Хазиахметова Ф.Р. Опыт совершенствования технологий обессоливания воды на ТЭС // Электрические станции. 2010. № 10. С. 13-22.

273. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике. М.: Наука, 1977. 440 с.

274. Семенюк Л.Г. Получение конденсата при глубоком охлаждении продуктов сгорания // Промышленная энергетика. 1987. № 8. С. 47-50.

275. Семенюк Л.Г., Аронов И.З., Пресич Г.А. О способах подсушки продуктов сгорания котлов после контактных теплоутилизаторов // Промышленная энергетика. 1984. № 5. С. 17-19.

276. Семенов Б.А. Инженерный эксперимент в промышленной теплотехнике, теплоэнергетике и теплотехнологиях: учеб. пособ. Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2009. 288 с.

277. Семенов Б.А. Основы метрологии: учеб. пособ. Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 1993. 80 с.

278. Серебряников Н.И., Зарянкин А.Е., Зройчиков Н.А. и др. Применение новых теплопередающих поверхностей для модернизации воздушных регенеративных воздухоподогревателей // Теплоэнергетика. 1999. № 12. С. 40-43.

279. Сидоркин В.Т., Тугов А.Н., Мошников А.Н. и др. Влияние рециркуляции дымовых газов на работу котла и его экологические показатели // Электрические станции. 2015. № 7. С. 27-31.

280. Сидельковский Л.Н., Юренев В.Н. Котельные установки промышленных предприятий. М.: Энергоатомиздат, 1988. 528 с.

281. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. 9-е изд., стереот. М.: Издательский дом МЭИ, 2009. 472 с.

282. Соловьев Ю.П. Вспомогательное оборудование паротурбинных электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1983. 200 с.

283. Соснин Ю.П., Бухаркин Е.Н. Высокоэффективные газовые контактные водонагреватели. М.: Стройиздат, 1988. 376 с.

284. Соснин Ю.П., Бухаркин Е.Н. Опыт эксплуатации котельных с газовыми контактными водонагревателями // Промышленная энергетика. 1980. № 2. С. 23-25.
285. Спейшер В.А., Горбаненко А.Д. Повышение эффективности использования газа и мазута в энергетических установках. М.: Энергоиздат, 1982. 240 с.
286. Ставровский Е.С., Кукукина И.Г. Оценка привлекательности инвестиционных проектов: учеб. пособ. Иваново: Иван. гос. энерг. ун-т, 1997. 108 с.
287. Стерман Л.С., Лавыгин В.М., Тишин С.Г. Тепловые и атомные электрические станции. М.: Издательский дом МЭИ, 2010. 464 с.
288. Стерман Л.С., Покровский В.Н. Физические и химические методы обработки воды на ТЭС. М.: Энергоатомиздат, 1991. 328 с.
289. Стерман Л.С., Тевлин С.А., Шарков А.Т. Тепловые и атомные станции. М.: Энергоиздат, 1982. 456 с.
290. Столпнер Е.Б., Панюшева З.Ф. Справочное пособие для персонала газифицированных котельных. Л.: Недра, 1990. 397 с.
291. Стырикович М.А., Мартынова О.И., Миропольский З.Л. Процессы генерации пара на электростанциях. М.: Энергия, 1969. 312 с.
292. Суханов В.А. Разработка рекомендаций по повышению эффективности паротурбинных воздухоохлаждаемых конденсаторов на основе расчётно-экспериментальных исследований: автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.12 / Суханов Владимир Андреевич. Санкт-Петербург: Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. 2017. 18 с.
293. Таймаров М.А., Мазитов А.И. Исследование эффективности объектов энергетического хозяйства: монография. Казань: КГЭУ, 2011. 135 с.
294. Таймаров М.А., Симаков А.В. Результаты модернизации и испытаний по повышению тепловой мощности котла ТГМ-84Б // Вестник Казанского технологического университета. 2011. № 2. С. 336-338.
295. Тачтон А. Полуэмпирический метод расчета содержания NO_x в продуктах сгорания при наличии впрыска пара. Тр. американского общества инженеров механиков // Энергетические машины и установки. 1984. № 4.

296. Тверской Ю.С., Муравьев И.К. Математическая модель энергоблока ПГУ-325 и ее использование для расчета КПД установки // Вестник ИГЭУ. 2011. Вып. 5. С. 12-18.
297. Темников А.В. Основные положения и понятия тепломассообмена: учеб. пособ. Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 1993. 90 с.
298. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). М.: НПО ЦКТИ-ВТИ, 1998. 257 с.
299. Тепловые и атомные электрические станции: справочник / под ред. А.В. Клименко, В.М. Зорина. 4-е изд. М.: Издательский дом МЭИ, 2008. 648 с.
300. Тихомиров К.В., Сергеенко Э.С. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция. М.: Стройиздат, 1991. 480 с.
301. Трубилов М.А., Арсеньев Г.В., Фролов В.В. Паровые и газовые турбины. М.: Энергоатомиздат, 1985. 350 с.
302. Трухний А.Д. Парогазовые установки электростанций: учеб. пособ. для вузов. М.: Издательский дом МЭИ, 2013. 648 с.
303. Трухний А.Д., Костюк А.Г., Трояновский Б.М. Основные научные проблемы создания паротурбинных установок для энергоблоков нового поколения. Ч. II // Теплоэнергетика. 2000. № 11. С. 2-9.
304. Трухний А.Д., Ломакин Б.В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки: учеб. пособ. для вузов. М.: Издательство МЭИ, 2002. 540 с.
305. Трухний А.Д., Макаров А.А., Клименко В.В. Основы современной энергетики. Ч. 1. Современная теплоэнергетика. М.: Изд-во МЭИ, 2002. 368 с.
306. Трухний А.Д., Романюк А.А. Расчет тепловых схем утилизационных парогазовых установок: учеб. пособ. М.: Издательский дом МЭИ, 2006. 40 с.
307. Федоров А.И. Методика расчета трехступенчатой схемы испарения котловой воды барабанных котлов // Электрические станции, 1997. № 11. С. 10-12.
308. Флинт Р.Ф. История Земли. М.: Прогресс, 1978. 357 с.
309. Фрог Б.Н., Левченко А.П. Водоподготовка. М.: Издательство МГУ, 2001. 680 с.

310. Хрусталеv В.А. Природоохранные технологии ТЭС и АЭС. Саратов: Саратов. гос. техн. ун-т, 2010. 112 с.

311. Хусаинов К.Р. Повышение эффективности работы парогазовой ТЭС за счет промежуточного перегрева водяного пара: дисс. ... канд. техн. наук: 05.14.14 / Хусаинов Кирилл Русланович. – Иваново: ИГЭУ им. В.И. Ленина, 2017. 151 с.

312. Цанев С.В., Буров В.Д., Земцов А.С., Осыка А.С. Газотурбинные энергетические установки: учеб. пособ. для вузов / под ред. С.В. Цанева. М.: Издательский дом МЭИ, 2011. 428 с.

313. Цанев С.В., Буров В.Д., Ковалев Д.А. и др. О показателях работы парогазовых установок с котлами-утилизаторами // Энергосбережение и водоподготовка. 2014. № 2(88). С. 22-24.

314. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учеб. пособ. для вузов / под ред. С.В. Цанева. 3-е изд., стереот. М.: Издательский дом МЭИ, 2009. 584 с.

315. Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. Тепломассообмен. М.: Издательский дом МЭИ, 2011. 562 с.

316. Чепель В.М., Шур И.А. Сжигание газов в топках котлов и печей и обслуживание газового хозяйства предприятий. Л.: Недра, 1980. 592 с.

317. Черепанова Е.В. Охлаждение продуктов сгорания газообразного топлива в ребристых теплообменниках: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2005. 24 с.

318. Чичиpов А.А., Смирнов А.Ю., Васильев В.А., Чичирова Н.Д. Экспериментальное определение испарения воды в градирнях системы оборотного охлаждения ТЭС // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2007. № 5-6. С. 134-140.

319. Чичирова Н.Д., Низамов Л.А. Экономический эффект оптимизации режимов работы электростанций на примере Казанской ТЭЦ-3 // Надёжность и безопасность энергетики. 2016. № 2 (33). С. 34-36.

320. Чичирова Н.Д., Чичиров А.А., Королёв А.Г., Вафин Т.Ф. Экологическая и экономическая эффективность внедрения ресурсосберегающих технологий на тепловых электрических станциях // Труды Академэнерго. 2010. № 3. С. 65-71.

321. Чичирова Н.Д., Федосов А.А., Безруков Р.Е. Математическая модель для расчета приземной концентрации выбросов тепловых электрических станций в атмосферу // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2000. № 11-12. С. 106.

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

323. Шарапов В.И., Цюра Д.В. Термические деаэраторы. Ульяновск: УлГТУ, 2003. 560 с.

324. Шарапов В.И., Сивухина М.А. Декарбонизаторы. Ульяновск: УлГТУ, 2000. 204 с.

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

326. Шицман С.Е., Юсупов Р.У., Чикунова Т.В., Дементьев Д.Ф. Опыт использования контактного подогревателя для промежуточного подогрева подпиточной воды теплосети // Теплоэнергетика. 1981. № 3. С. 24-26.

327. Шишков И.А., Лебедев В.Г., Беляев Д.С. Дымовые трубы энергетических установок. М.: Энергия, 1976. 176 с.

328. Шкондин И.А., Леонтьев С.А., Пономарев П.С. Результаты реконструкции вакуумных деаэраторов на Волгодонской ТЭЦ-2 // Энергетик. 2004. № 4. С. 31-32.

329. Щеголев М.М. Топливо, топки и котельные установки. М.: Госиздат. лит. по стр-ву и архит. 1953. 543 с.

330. Шелудько Л.П., Лившиц М.Ю., Бирюк В.В., Ларин Е.А. Газотурбинные установки для маневренных парогазовых установок – ТЭЦ. Сб.: Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Самара: издательство Са-

марского национального исследовательского университета. 2016. С. 227-228.

331. Щинников П.А. Перспективные ТЭС. Особенности и результаты исследования. Новосибирск: НГТУ, 2007. 282 с.

332. Щинников П.А., Боруш О.В., Зыков С.В. Энергетические исследования и оптимизация режимов работы ТЭЦ. Новосибирск: Издательство НГТУ. 2019. 203 с.

333. Щинников П.А., Ноздренко Г.В., Томилов В.Г. и др. Комплексные исследования ТЭС с новыми технологиями. Новосибирск: НГТУ, 2005. 528 с.

334. Энергетика России. Проблемы и перспективы. Труды Научной сессии Российской академии наук / под ред. Фортова В.Е., Леонова Ю.Г. М.: Наука, 2006. 499 с.

335. Эсмел Гийом. Исследование тепловых схем ПГУ КЭС с выбором оптимальных режимов работы для условий Кот Д'Ивуара: дисс. ... канд. техн. наук: 05.14.14 / Эсмел Гийом. М.: Московский энергетический институт (Технический университет), 2014. 124 с.

336. А.С. 253988 (СССР). F 23 m 4/02. Теплообменная поверхность / И.А. Боткачик; заявитель и патентообладатель: И.А. Боткачик, Подольский машиностроительный завод им. Серго Орджоникидзе. – № 1135245; опубл. 01.01.1969. Бюл. № 31.

337. А.С. 909413 (СССР). F 22 D 1/36. Котельная установка / Л.Г. Семенов, Г.А. Пресич, А.Я. Зельцер, В.Г. Григоров; заявитель и патентообладатель: Научно-исследовательский институт санитарной техники и оборудования зданий и сооружений МПСМ СССР. – № 2943738; заявл. 23.06.1980; опубл. 28.02.1982. Бюл. № 8.

338. А.С. 635045 (СССР). С 02 В 1/10. Деаэратор перегретой воды / В.Д. Муравьев, В.Б. Черепанов, А.Г. Свердлов, А.Н. Егоров и др.; заявитель и патентообладатель: Куйбышевский политехнический институт им. В.В. Куйбышева. – № 2325963; заявл. 17.02.1976; опубл. 30.11.1978. Бюл. № 44. – 2 с.

339. Патент на изобретение № 2241907 Российская Федерация. МПК⁷ F 23 L 15/04. Вращающийся регенеративный подогреватель воздуха / А.А. Ку-

динов, А.Ю. Абрамова; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2003106904/06; заявл. 12.03.2003; опубл. 10.12.2004. Бюл. № 34. – 4 с.

340. Патент на изобретение № 2215963 Российская Федерация. МПК⁷ F 28 F 3/02, F 28 D 17/02. Теплообменная поверхность / А.Е. Исаев, В.А. Кудинов, А.А. Кудинов, С.А. Стефанюк; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2001129192/06; заявл. 29.10.2001; опубл. 10.11.2003. Бюл. № 31. – 4 с.

341. Патент на изобретение № 2148206 Российская Федерация. МПК⁷ F 22 B 33/18. Котельная установка / А.А. Кудинов; заявитель и патентообладатель: Ульянов. гос. техн. ун-т. – № 98112406/06; заявл. 24.06.1998; опубл. 27.04.2000. Бюл. № 12. – 5 с.

342. Патент на изобретение № 2181939 Российская Федерация. МПК⁷ A 01 G 9/24. Устройство для отопления теплицы / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Ульянов. гос. техн. ун-т. – № 2000132402/13; заявл. 22.12.2000; опубл. 10.05.2002. Бюл. № 13. – 5 с.

343. Патент на изобретение № 2182283 Российская Федерация. МПК⁷ F 23 C 11/00. Способ получения качественной топливовоздушной смеси в горелочном устройстве / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Ульянов. гос. техн. ун-т. – № 2001102155/06; заявл. 23.01.2001; опубл. 10.05.2002. Бюл. № 13. – 4 с.

344. Патент на изобретение № 2182284 Российская Федерация. МПК⁷ F 23 C 11/00. Горелочное устройство / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Ульянов. гос. техн. ун-т. – № 2001102156/06; заявл. 23.01.2001; опубл. 10.05.2002. Бюл. № 13. – 5 с.

345. Патент на изобретение № 2182282 Российская Федерация. МПК⁷ F 23 C 11/00. Способ получения качественной топливовоздушной смеси в горелочном устройстве / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Ульянов. гос. техн. ун-т. – № 2000132791/06; заявл. 26.12.2000; опубл. 10.05.2002. Бюл. № 13. – 4 с.

346. Патент на изобретение № 2182281 Российская Федерация. МПК⁷ F

23 С 11/00. Горелочное устройство / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Ульянов. гос. техн. ун-т. – № 2000132405/06; заявл. 22.12.2000; опубл. 10.05.2002. Бюл. № 13. – 4 с.

347. Патент на изобретение № 2196938 Российская Федерация. МПК⁷ F 23 L 15/04. Рекуператор / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Ульянов. гос. техн. ун-т. – № 2001115499/06; заявл. 05.06.2001; опубл. 20.01.2003. Бюл. № 2. – 6 с.

348. Патент на изобретение № 2214558 Российская Федерация. МПК⁷ F 22 В 37/54, 35/02. Способ работы барабанного котла / В.И. Шарапов, М.А. Сивухина, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Ульянов. гос. техн. ун-т. – № 2002116968/06; заявл. 25.06.2002; опубл. 20.10.2003. Бюл. № 29. – 4 с.

349. Патент на изобретение № 2214559 Российская Федерация. МПК⁷ F 22 В 37/54, 35/02. Способ работы барабанного котла / В.И. Шарапов, М.А. Сивухина, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Ульянов. гос. техн. ун-т. – № 2002116969/06; заявл. 25.06.2002; опубл. 20.10.2003. Бюл. № 29. – 4 с.

350. Патент на изобретение № 2214557 Российская Федерация. МПК⁷ F 22 В 37/54, 35/02. Паровой котел / В.И. Шарапов, М.А. Сивухина, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Ульянов. гос. техн. ун-т. – № 2002116966/06; заявл. 25.06.2002; опубл. 20.10.2003. Бюл. № 29. – 4 с.

351. Патент на изобретение № 2214556 Российская Федерация. МПК⁷ F 22 В 37/54, 35/02. Паровой котел / В.И. Шарапов, М.А. Сивухина, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Ульянов. гос. техн. ун-т. – № 2002116965/06; заявл. 25.06.2002; опубл. 20.10.2003. Бюл. № 29. – 4 с.

352. Патент на изобретение № 2254428 Российская Федерация. МПК⁷ E 04 Н 12/28, F 23 J 11/00. Способ работы дымовой трубы / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2004104130/03; заявл. 12.02.2004; опубл. 20.06.2005. Бюл. № 17. – 8 с.

353. Патент на изобретение № 2257513 Российская Федерация. МПК⁷ F 22 В 33/18, F 23 J 15/08. Котельная установка / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, В.В. Авинов; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. –

№ 2003138071/06; заявл. 29.12.2003; опубл. 27.07.2005. Бюл. № 21. – 7 с.

354. Патент на изобретение № 2269062 Российская Федерация. МПК⁷ F 23 L 15/02. Вращающийся двухпоточный регенеративный воздухоподогреватель / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, А.Ю. Абрамова; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2004113741/06; заявл. 05.05.2004; опубл. 27.01.2006. Бюл. № 03. – 11 с.

355. Патент на изобретение № 2299377 Российская Федерация. МПК⁷ F 23 J 11/00, E 04 H 12/28. Котельная установка / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2006100481/06; заявл. 10.01.2006; опубл. 20.05.2007. Бюл. № 14. – 8 с.

356. Патент на изобретение № 2303198 Российская Федерация. МПК⁷ F 23 L 15/00, E 04 H 12/28. Котельная установка / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2006100482/06; заявл. 10.01.2006; опубл. 20.07.2007. Бюл. № 20. – 7 с.

357. Патент на изобретение № 2305225 Российская Федерация. МПК⁷ F 22 B 33/18, F 23 J 15/08. Котельная установка / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, И.Н. Горбачев; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2006111115/06; заявл. 05.04.2006; опубл. 27.08.2007. Бюл. № 24. – 6 с.

358. Патент на изобретение № 2345279 Российская Федерация. МПК⁷ F 23 D 5/00. Горелочное устройство / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2007107294/06; заявл. 26.02.2007; опубл. 27.01.2009. Бюл. № 3. – 8 с.

359. Патент на изобретение № 2350761 Российская Федерация. МПК⁷ F 01 K 17/02. Тепловая электрическая станция / А.А. Кудинов, М.А. Егоров, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2007119765/06; заявл. 28.05.2007; опубл. 27.03.2009. Бюл. № 9. – 7 с.

360. Патент на изобретение № 2350715 Российская Федерация. МПК⁷ E 03 B 7/00. Система оборотного водоснабжения электростанции с градирней / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, И.Н. Горбачев; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2007113389/03; заявл. 10.04.2007; опубл.

27.03.2009. Бюл. № 9. – 7 с.

361. Патент на изобретение № 2350760 Российская Федерация. МПК⁷ F 01 K 17/02. Тепловая электрическая станция / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, М.А. Егоров; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2007110570/06; заявл. 22.03.2007; опубл. 27.03.2009. Бюл. № 9. – 8 с.

362. Патент на изобретение № 2373403 Российская Федерация. МПК⁷ F 01 K 23/10. Парогазовая установка электростанции / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, М.А. Егоров; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2008109457/06; заявл. 11.03.2008; опубл. 20.11.2009. Бюл. № 32. – 7 с.

363. Патент на изобретение № 2415336 Российская Федерация. МПК⁷ F 22 B 33/00. Котельная установка / С.К. Зиганшина, А.А. Кудинов, С.П. Горланов; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2009127128/06; заявл. 14.07.2009; опубл. 27.03.2011. Бюл. № 9. – 7 с.

364. Патент на изобретение № 2450131 Российская Федерация. МПК⁷ F 01 K 17/02. Тепловая электрическая станция / С.К. Зиганшина, А.А. Кудинов; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2010113446/06; заявл. 06.04.2010; опубл. 10.05.2012. Бюл. № 13. – 8 с.

365. Патент на изобретение № 2453712 Российская Федерация. МПК⁷ F 01 K 23/10. Парогазовая установка электростанции / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, С.П. Горланов; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2010135094/06; заявл. 20.08.2010; опубл. 20.06.2012. Бюл. № 6. – 6 с.

366. Патент на изобретение № 2321545 Российская Федерация. МПК⁷ C 02 F 1/20. Способ работы деаэратора перегретой воды / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, А.С. Кувыкин; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2006114226/15; заявл. 25.04.2006; опубл. 10.04.2008. Бюл. № 10. – 6 с.

367. Патент на изобретение № 2476767 Российская Федерация. МПК⁷ F 22 D 1/50. Деаэратор перегретой воды / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, Н.В. Борисова; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2010139877/06; заявл. 28.09.2010; опубл. 27.02.2013. Бюл. № 6. – 6 с.

368. Патент на изобретение № 2482292 Российская Федерация. МПК⁷ F 01 K 23/10. Парогазовая установка электростанции / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, А.С. Сергеева, С.П. Горланов; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2011117872/06; заявл. 04.05.2011; опубл. 20.05.2013. Бюл. № 14. – 7 с.

369. Патент на изобретение № 2488741 Российская Федерация. МПК⁷ F 22 D 1/50. Деаэратор перегретой воды / А.А. Кудинов, И.Н. Денисов, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2011126840/06; заявл. 29.06.2011; опубл. 27.07.2013. Бюл. № 21. – 6 с.

370. Патент на изобретение № 2450976 Российская Федерация. МПК⁷ C 02 F 1/20. Деаэратор перегретой воды / С.К. Зиганшина, А.А. Кудинов, Н.В. Борисова; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2010113166/05; заявл. 05.04.2010; опубл. 20.05.2012. Бюл. № 14. – 7 с.

371. Патент на изобретение № 2556478 Российская Федерация. МПК⁷ F 22 B 33/18. Способ работы котельной установки / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2014102075/06; заявл. 22.01.2014; опубл. 10.07.2015. Бюл. № 19. – 6 с.

372. Патент на изобретение № 2558109 Российская Федерация. МПК⁷ C 02 F 1/20. Вакуумный деаэратор / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2014102074/05; заявл. 22.01.2014; опубл. 27.07.2015. Бюл. № 21. – 8 с.

373. Патент на изобретение № 2565948 Российская Федерация. МПК⁷ F 22 B 33/00. Способ работы котельной установки / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2014112182/06; заявл. 28.03.2014; опубл. 20.10.2015. Бюл. № 29. – 6 с.

374. Патент на изобретение № 2620619 Российская Федерация. МПК⁷ F 22 B 31/08, F 22 B 33/18. Способ работы котельной установки / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2016115396; заявл. 20.04.2016; опубл. 29.05.2017. Бюл. № 16. – 9 с.

375. Патент на изобретение № 2605879 Российская Федерация. МПК⁷ F 01

К 23/10. Парогазовая установка электростанции / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, К.Р. Хусаинов; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2015104681/06; заявл. 11.02.2015; опубл. 27.12.2016. Бюл. № 36. – 7 с.

376. Патент на изобретение № 2611138 Российская Федерация. МПК⁷ F 01 К 23/10. Способ работы парогазовой установки электростанции / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, К.Р. Хусаинов; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2015136089/06; заявл. 25.08.2015; опубл. 21.02.2017. Бюл. № 6. – 9 с.

377. Патент на изобретение № 2620610 Российская Федерация. МПК⁷ F 01 К 23/00. Способ работы парогазовой установки электростанции / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, К.Р. Хусаинов; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2016105066; заявл. 15.02.2016; опубл. 29.05.2017. Бюл. № 16. – 7 с.

378. Патент на изобретение № 2620611 Российская Федерация. МПК⁷ F 22 В 33/18. Способ работы котельной установки / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2016109725; заявл. 17.03.2016; опубл. 29.05.2017. Бюл. № 16. – 8 с.

379. Патент на изобретение № 2391517 Российская Федерация. МПК⁷ F 01 К 23/10. Парогазовая установка / М.А. Верткин; заявитель и патентообладатель: ЗАО «Энергомаш (Белгород) БЗЭМ». – № 2008114100/06; заявл. 09.04.2008; опубл. 10.06.2010. Бюл. № 16. – 7 с.

380. Патент на изобретение № 2467179 Российская Федерация. МПК⁷ F 01 К 23/10. Парогазовая установка с дожигающим устройством / В.А. Хрусталев, А.С. Наумов; заявитель и патентообладатель: Саратовск. гос. техн. ун-т. – № 2011109940/06; заявл. 17.03.2011; опубл. 20.11.2012. Бюл. № 32. – 9 с.

381. Патент на изобретение № 2561780 Российская Федерация. МПК⁷ F 01 К 21/04. Парогазовая установка / Н.Н. Галашов; заявитель и патентообладатель: Национальный исследовательский Томский политехн. ун-т. – № 2013152919/06; заявл. 29.11.2013; опубл. 10.09.2015. Бюл. № 25. – 8 с.

382. Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ

№ 2015661549 Российская Федерация. Программа теплового и аэродинамического расчетов вращающихся РВП / А.Ю. Губарев, А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина; заявители и правообладатели: Губарев А.Ю., Кудинов А.А., Зиганшина С.К. – заявка № 2015615611; заявл. 22.06.15. Зарегистр. в Реестре программ для ЭВМ 29.10.15.

383. Ziganshina S.K., Kudinov A.A. Methods for Utilization of the Heat in Smokestack Ventilator Air at Thermal Power Plants // *Power Technology and Engineering*. 2010. Vol. 44. No. 3. Pp. 231-236.

384. Kudinov A.A., Obukhov D.V., Ziganshina S.K. Estimating the Efficiency of the Vacuum Deaerators Used for Treating Network Water at the Samara Cogeneration Station and Their Modernization // *Thermal Engineering*. 2010. Vol. 57. No. 8. Pp. 673-676.

385. Obukhov D.V., Kudinov A.A., Ziganshina S.K. Deoxygenation of Chemically Treated Water by Catalytic Reduction of Oxygen Using a Palladium Catalyst // *Thermal Engineering*. 2010. Vol. 57. No. 7. Pp. 626-630.

386. Consonni S., Silva P. Applied Thermal Engineering 27 (2007). P. 712-721.

387. Thompson D., Goldstick B. Condensation heat recovery application for industrial buildings // *Energic Engineering*. 1984. 81. № 2. P. 27-58.

388. Portralt L.-M. Las calderas de condensacion // *Clima y ambiente*. 1985. № 146. S. 55-60.

389. Levy C. La recuperation de chaleur sur les fumees des chaudières // *Chauffage, ventilation, conditionnement*. 1974, avril № 3. P. 11-20.

390. Paros R. Comment recunerer l'energie thermigue // *Butanc propane*. 1974. 17. № 10. P. 33-41.

391. Kremer H. Erhohung des Wikungrades von Heizungsanla – gen durch Abkuhlung der Abgase unter Taupunkttemperatur // *Gas, Warme Int*. 1981. Bd. 30 (41). № 6. S. 300-304.

392. Kremer R. Breunwertkessel grosserer Leistung fur Energieeisnarung und Umweltschutz // *Zs. Heizung, Luftung; Klimatechnik, Haustechnik*. 1985. 36. № 1.

S. 15-17.

393. Kremer R. Brennvernutzung gehört zum Stand der Technik // Gas Wärme International. 1981. 30. № 11.

394. Sullivan R.E. The Timlen Company's Canton plant utilizes a condensing heat exchanger to recover boiler stack heat to preheat makeup water // ASHRAE J. 1985. 27. № 3. P. 73-75.

395. Rado L., Wiedemann K.-H., Scheibe D. Ausnutzung des Breunwertes bei gasbeferten Warmeerzeugern // HLH. 1976. 27. № 7. S. 256-263.

396. Stadelmann M. Untersuchuhgen uber Gas – Kondensationkessel // Gas Wärme Int. 1983. 32. № 11. S. 459-464.

397. Chinangad R.S., Master B.I., Thome J.R. Helixchanger Heat Exchanger: Sigle – Phase and Two-Phase Enhancement. «Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries». New York, Wallingford (UK): Begell House, Inc., 1999.

398. Dreizer G.A. Modern problems of cryogenic heat transfer and its enhancement (Generalization of experimental results. Practical recommendations of different applications). «Low Temperature and Cryogenic Refrigeration». Dordrecht, Boston, London: Kruger Academic Publications, 2003.

399. Vaquero-Martínez J., Antón M., Galisteo J.P.O., Románe R., Cachorro V.E. Water vapor radiative effects on short-wave radiation in Spain // Atmospheric Research. 2015. V. 205. P. 18–25.

400. Xiaojun, Shi. An investigation of the performance of compact heat exchanger for latent heat recovery from exhaust flue gases / Shi Xiaojun, Che Defu, Agnew Brian, Gao Jianmin // International Journal of Heat and Mass Transfer. 54 (2011) 606–615.

401. Hazell D. Modeling and Optimization of Condensing Heat Exchangers for Cooling Boiler Flue Gas // Ph.D. Dissertation, Lehigh University, 2011.

402. Galashov N., Tsibulskiy S., Kiselev A. Application of Evaporative Cooling for the Condensation of Water Vapors from a Flue Gas Waste Heat Boilers CCP // MATEC Web of Conferences, 72 (2016).

403. Ziganshina S.K., Kudinov A.A. Thermal Gain of CHP Steam Generator Plants and Heat Supply Systems // *Thermal Engineering*. 2016. Vol. 63. No. 8. Pp. 587-591.
404. Ziganshina S.K., Kudinov A.A. Analysis of the Efficiency of Using the Heat of Natural Gas Combustion Products to Preheat Forced Air Supplied to the Boiler // *Power Technology and Engineering*. 2018. Vol. 52. No. 3. Pp. 319-324.
405. Ziganshina S.K., Kudinov A.A. On a certain method of power boiler blast air pre-heating // *Journal of Physics: Conference Series*. IOP Publishing, 2018. Vol. 1111. 012034.
406. Kudinov A.A., Ziganshina S.K., Khusainov K.R. Feedwaterheating in wasteheat boiler with exhaust gases from gas-turbine power unit // *Journal of Physics: Conference Series*. IOP Publishing, 2018. Vol. 1111. 012044.
407. Sharapov V.I., Pazushkina O.V., Kudryavtseva E.V. (Mingaraeva). Energy-Effective Method for Low-Temperature Deaeration of Make-up Water on the Heating Supply System of Heat Power Plants // *Thermal Engineering*. Vol. 63. № 1. 2016. P. 56-60.
408. Ziganshina S.K., Kudinov A.A. The blast air preheating of an power boiler CHP ZIGM // *Journal of Physics: Conference Series*. IOP Publishing, 2020. Vol. 1652. 012011.
409. Kudinov A.A., Ziganshina S.K., Khusainov K.R. Economic assessment of the use of double-acting resuperheating of water vapor at the PGU-420 Cherepovets state district power station // *Journal of Physics: Conference Series*. IOP Publishing, 2020. Vol. 1652. 012016.
410. Kudinov A.A., Ziganshina S.K., Khusainov K.R., Demina Yu.E. Development of technologies to increase efficiency and reliability of combined cycle power plant with double-pressure heat recovery steam generator // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2020, 791(1), 012014.
411. Gubarev A.Y., Kudinov A.A., Eremin A.V., Ziganshina S.K. Application of a small deviation method in the study of the influence of external factors on gas turbine unit operation // *Journal of Physics: Conference Series*. IOP Publishing,

2020. Vol. 1683. 042006.

412. Патент на изобретение № 2693567 Российская Федерация. МПК⁷ F 01 K 23/10. Способ работы парогазовой установки электростанции / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, Д.В. Зеленцов, Ю.Э. Демина; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2018128114; заявл. 31.07.2018; опубл. 03.07.2019. Бюл. № 19. – 9 с.

413. Патент на изобретение № 2698382 Российская Федерация. МПК⁷ F 22 B 33/18. Котельная установка / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, Ю.Э. Демина; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2018119408; заявл. 25.05.2018; опубл. 26.08.2019. Бюл. № 24. – 9 с.

414. Патент на изобретение № 2701285 Российская Федерация. МПК⁷ F 22 B 33/18. Способ работы котельной установки / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, Ю.Э. Демина; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2018119407; заявл. 25.05.2018; опубл. 25.09.2019. Бюл. № 27. – 9 с.

415. Патент на изобретение № 2704364 Российская Федерация. МПК⁷ F 01 K 23/10. Парогазовая установка электростанции / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, Ю.Э. Демина; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2018125190; заявл. 09.07.2018; опубл. 28.10.2019. Бюл. № 31. – 7 с.

416. Патент на изобретение № 2736221 Российская Федерация. МПК⁷ A 01 G 9/24. Способ работы теплицы / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, Ю.Э. Демина; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2020101241; заявл. 10.01.2020; опубл. 12.11.2020. Бюл. № 32. – 5 с.

417. Патент на изобретение № 2738792 Российская Федерация. МПК⁷ F 01 K 23/10. Парогазовая установка электростанции / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, Ю.Э. Демина; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2019145663; заявл. 31.12.2019; опубл. 16.12.2020. Бюл. № 35. – 6 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

**РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ
КТ ПОВЕРХНОСТНОГО ТИПА**

Таблица ПА.1

Результаты испытания КТ (08.04.99 г.). Паропроизводительность котла 8 т/ч

№ п/п	Параметр работы установки	Обо- значе- ние	Единица измере- ния	Положение заслонки на допол- нительном газоходе, %			
				100	40	20	0
1	Температура подаваемых в КТ продуктов сгорания	t'_{yx}	°С	137,0	137,0	137,0	137,0
2	Температура отводимых из КТ продуктов сгорания	t''_{yx}	°С	41,0	43,0	46,0	48,0
3	Температура продуктов сгорания перед дымососом	t_{yx}	°С	92,0	88,0	70,0	50,0
4	Температура подаваемой в утилизатор воды	t'_B	°С	0,3	0,3	0,3	0,3
5	Температура отводимой из утилизатора подогретой воды	t''_B	°С	12,8	13,2	14,6	15,0
6	Расход направляемой в КТ воды	G_B	т/ч	24,85	24,85	24,85	24,85
7	Расход природного газа	$V_{Г}$	м ³ /ч	630,0	630,0	630,0	630,0
8	Температура газа	$t_{Г}$	°С	8,0	8,0	8,0	8,0
9	Количество O_2 в направляемых в утилизатор газах	O_2	%	4,2	4,2	4,2	4,2
10	Расход конденсата из продуктов сгорания	G_K	т/ч	0,313	0,317	0,330	0,326
11	Температура конденсата	t_K	°С	40,0	42,0	46,0	47,0
12	Ток электродвигателя дымососной установки	I_D	А	27,0	27,0	27,0	27,0
13	Концентрация NO_x в поступающих в утилизатор продуктах сгорания	NO_x	мг/м ³	195,0	195,0	210,0	210,0
14	Концентрация NO_x в продуктах сгорания перед дымососом	NO_x	мг/м ³	178,0	178,0	178,0	178,0

Результаты испытания КТ (09.04.99 г.). Паропроизводительность котла 9 т/ч

№ п/п	Параметр работы установки	Обозначение	Единица измерения	Положение заслонки на дополнительном газоходе, %			
				100	40	20	0
1	Температура подаваемых в КТ продуктов сгорания	t'_{yx}	°С	134	134	134	134
2	Температура отводимых из КТ продуктов сгорания	t''_{yx}	°С	42,0	43,0	46,0	48,0
3	Температура продуктов сгорания перед дымососом	t_{yx}	°С	88,8	87,5	76,0	50,0
4	Температура подаваемой в утилизатор воды	t'_B	°С	0,3	0,3	0,3	0,3
5	Температура отводимой из утилизатора подогретой воды	t''_B	°С	12,8	13,1	13,9	15,0
6	Расход направляемой в КТ воды	G_B	т/ч	26,5	26,5	26,5	26,5
7	Расход природного газа	$V_{Г}$	м ³ /ч	640,0	640,0	640,0	640,0
8	Температура газа	$t_{Г}$	°С	10,1	11,7	12,0	12,0
9	Количество O_2 в направляемых в утилизатор газах	O_2	%	4,6	4,6	4,6	4,6
10	Расход конденсата из продуктов сгорания	$G_{к}$	т/ч	0,330	0,336	0,339	0,340
11	Температура конденсата	$t_{к}$	°С	41,5	42,0	45,0	47,0
12	Ток электродвигателя дымососной установки	$I_{д}$	А	28,0	28,0	28,0	28,0
13	Концентрация NO_x в поступающих в утилизатор продуктах сгорания	NO_x	мг/м ³	209,0	209,0	214,0	214,0
14	Концентрация NO_x в продуктах сгорания перед дымососом	NO_x	мг/м ³	190,0	186,0	186,0	186,0

Результаты испытания КТ (13.04.99 г.). Паропроизводительность котла 10 т/ч

№ п/п	Параметр работы установки	Обозначение	Единица измерения	Положение заслонки на дополнительном газоходе, %			
				100	40	20	0
1	Температура подаваемых в КТ продуктов сгорания	t'_{yx}	°С	138	138	138	138
2	Температура отводимых из КТ продуктов сгорания	t''_{yx}	°С	44,5	45,5	47,5	49,0
3	Температура продуктов сгорания перед дымососом	t_{yx}	°С	92,0	88,5	74,0	52,0
4	Температура подаваемой в утилизатор воды	t'_B	°С	0,8	0,8	0,8	0,8
5	Температура отводимой из утилизатора подогретой воды	t''_B	°С	12,6	12,9	13,8	14,6
6	Расход направляемой в КТ воды	G_B	т/ч	29,0	29,0	29,0	29,0
7	Расход природного газа	$V_{Г}$	м ³ /ч	700,0	700,0	700,0	700,0
8	Температура газа	$t_{Г}$	°С	19,0	19,0	19,0	19,0
9	Количество O_2 в направляемых в утилизатор газах	O_2	%	4,3	4,3	4,3	4,3
10	Расход конденсата из продуктов сгорания	G_k	т/ч	0,308	0,316	0,335	0,333
11	Температура конденсата	t_k	°С	42,0	44,0	46,0	47,8
12	Ток электродвигателя дымососной установки	$I_{Д}$	А	27,0	27,0	27,0	27,0
13	Концентрация NO_x в поступающих в утилизатор продуктах сгорания	NO_x	мг/м ³	-	-	-	-
14	Концентрация NO_x в продуктах сгорания перед дымососом	NO_x	мг/м ³	190,0	186,0	186,0	186,0

Теплотехнические параметры КТ. Паропроизводительность котла 8 т/ч

№ п/п	Наименование расчетного параметра	Обозначение	Единица измерения	Положение заслонки на дополнительном газоходе, %			
				100	40	20	0
1	Коэффициент теплопередачи	$k_{кт}$	Вт/(м ² ·К)	42,16	42,74	46,36	47,58
2	Расход направляемых в утилизатор газов	V'_{yx}	м ³ /ч	4004,0	4804,0	6406,0	8008,0
3	Скорость продуктов сгорания	v	м/с	1,624	1,948	2,6	3,25
4	Коэффициент избытка воздуха	α_{yx}	-	1,25	1,25	1,25	1,25
5	Тепловая мощность утилизатора по нагреваемой воде	$Q_{кт}$	Гкал/ч кВт	0,3106 361,2	0,3206 372,9	0,3554 413,3	0,3749 436,0
	Тепловая мощность утилизатора по охлаждаемым газам	$Q_{г}$	Гкал/ч кВт	0,2966 344,9	0,3337 388,1	0,3943 458,6	0,4446 517,1
6	Повышение к.и.т. по высшей теплоте его сгорания	$\Delta\eta_k$	%	5,72	5,91	6,548	6,82
7	КПД КТ	$\eta_{кт}$	%	53,77	46,24	38,45	32,05
8	Расход отводимого из утилизатора конденсата	G_k	т/ч	0,289	0,314	0,343	0,356
9	Влагосодержание газов после утилизатора	X''_{yx}	кг/кг с.г.	0,0494	0,056	0,0674	0,076
10	Средний температурный напор	$\Delta t_{ср}$	°С	74,84	76,19	77,85	79,04
11	Годовая экономическая эффективность						
	– за счет подогрева исходной воды	\mathcal{E}_T	тыс.руб.	152,9	157,789	174,913	182,252
	– за счет получения конденсата	\mathcal{E}_k	тыс.руб.	10,506	11,620	13,381	14,047
	– за счет снижения мощности дымососа	$\mathcal{E}_д$	тыс.руб.	0,2897	0,29	0,2897	0,2897
	– суммарная	$\mathcal{E}_{кт}$	тыс.руб.	163,69	169,7	188,584	196,589

Теплотехнические параметры КТ. Паропроизводительность котла 9 т/ч

№ п/п	Наименование расчетного параметра	Обозначение	Единица измерения	Положение заслонки на дополнительном газоходе, %			
				100	40	20	0
1	Коэффициент теплопередачи	$k_{кт}$	Вт/(м ² ·К)	45,16	45,86	48,17	50,73
2	Расход направляемых в утилизатор газов	V'_{yx}	м ³ /ч	4128,0	4926,0	6561,0	8201,5
3	Скорость продуктов сгорания	v	м/с	1,674	2,0	2,66	3,326
4	Коэффициент избытка воздуха	α_{yx}	-	1,28	1,28	1,28	1,28
5	Тепловая мощность утилизатора по нагреваемой воде	$Q_{кт}$	Гкал/ч кВт	0,3313 385,3	0,3392 394,5	0,3657 425,3	0,3896 453,1
	Тепловая мощность утилизатора по охлаждаемым газам	$Q_{г}$	Гкал/ч кВт	0,2861 332,7	0,3297 383,4	0,3871 450,2	0,4318 502,2
6	Повышение к.и.т. по высшей теплоте его сгорания	$\Delta\eta_k$	%	6,05	6,23	6,72	7,17
7	КПД КТ	$\eta_{кт}$	%	57,0	48,9	39,52	33,73
8	Расход отводимого из утилизатора конденсата	G_k	т/ч	0,273	0,309	0,334	0,342
9	Влагосодержание газов после утилизатора	X''_{yx}	кг/кг с.г.	0,0526	0,056	0,0674	0,0763
10	Средний температурный напор	$\Delta t_{ср}$	°С	74,5	75,1	77,0	78,0
11	Годовая экономическая эффективность						
	– за счет подогрева исходной воды	$\mathcal{E}_т$	тыс.руб.	163,05	166,691	179,739	191,74
	– за счет получения конденсата	$\mathcal{E}_к$	тыс.руб.	10,041	11,429	12,850	13,503
	– за счет снижения мощности дымососа	$\mathcal{E}_д$	тыс.руб.	0,579	0,579	0,579	0,579
	– суммарная	$\mathcal{E}_{кт}$	тыс.руб.	173,67	178,699	193,168	205,822

**Теплотехнические параметры КТ.
Паропроизводительность котла 10 т/ч**

№ п/п	Наименование расчетного параметра	Обозначение	Единица измерения	Положение заслонки на дополнительном газоходе, %			
				100	40	20	0
1	Коэффициент теплопередачи	$k_{кт}$	Вт/(м ² ·К)	44,85	45,62	48,33	50,82
2	Расход направляемых в утилизатор газов	V'_{yx}	м ³ /ч	4305,0	5166,0	6888,0	8610,0
3	Скорость продуктов сгорания	ν	м/с	1,75	2,09	2,79	3,491
4	Коэффициент избытка воздуха	α_{yx}	-	1,257	1,257	1,257	1,257
5	Тепловая мощность утилизатора по нагреваемой воде	$Q_{кт}$	Гкал/ч кВт	0,3422 398,0	0,3509 408,1	0,377 438,5	0,4002 465,4
	Тепловая мощность утилизатора по охлаждаемым газам	$Q_{г}$	Гкал/ч кВт	0,2825 328,5	0,325 378,0	0,3928 456,8	0,4491 522,3
6	Повышение к.и.т. по высшей теплоте его сгорания	$\Delta\eta_k$	%	5,9	6,07	6,50	6,90
7	КПД КТ	$\eta_{кт}$	%	55,2	47,1	38,0	32,26
8	Расход отводимого из утилизатора конденсата	G_k	т/ч	0,254	0,284	0,318	0,334
9	Влагосодержание газов после утилизатора	X''_{yx}	кг/кг с.г.	0,0614	0,0653	0,074	0,0812
10	Средний температурный напор	$\Delta t_{ср}$	°С	77,5	78,1	79,2	80,0
11	Годовая экономическая эффективность						
	– за счет подогрева исходной воды	\mathcal{E}_T	тыс.руб.	168,44	172,72	185,567	196,987
	– за счет получения конденсата	\mathcal{E}_k	тыс.руб.	9,474	10,731	12,314	13,215
	– за счет снижения мощности дымососа	$\mathcal{E}_д$	тыс.руб.	0,579	0,579	0,579	0,579
	– суммарная	$\mathcal{E}_{кт}$	тыс.руб.	178,493	184,03	198,46	210,781

**РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА
ПРИ ДВИЖЕНИИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ
В ГАЗООТВОДЯЩЕЙ ТРУБЕ**

Таблица ПВ.1

**Результаты расчета процесса теплообмена при движении
продуктов сгорания в кирпичной трубе
 $H_{ТР}=60$ м; $v_0=7$ м/с; $t'_{yx}=150$ °С**

 $t''_{yx}=30$ °С; $t_H = -30$ °С

$\delta, \%$	$t_p, \text{°C}$	$t_{\Gamma}^{\text{осн}}, \text{°C}$	$t_{\Gamma}^{\text{ог}}, \text{°C}$	$t_{\text{ст}}^{\text{ог}}, \text{°C}$	$t_{\text{ст.н}}^{\text{ог}}, \text{°C}$	$X_{\text{осн}}, \text{кг/кг с.г.}$	$\sigma_t, \text{МПа}$
0	30,03	30,00	29,3	25,9	-28,1	0,025	0,0660
10	35,19	43,25	41,4	37,0	-27,7	0,0345	0,0794
20	39,10	56,26	53,4	48,0	-27,3	0,0439	0,0927
30	42,24	69,04	65,3	59,1	-26,9	0,0534	0,1060
40	44,87	80,90	77,2	70,1	-26,5	0,0628	0,1192
50	47,13	93,14	89,0	81,1	-26,1	0,0723	0,1322
60	49,11	105,17	100,8	92,1	-25,8	0,0817	0,1452
70	50,88	116,95	112,4	103,1	-25,4	0,0912	0,1581
80	52,47	128,61	124,0	114,1	-25,0	0,1006	0,1709
90	53,91	139,92	135,5	125,0	-24,6	0,1101	0,1835
100	55,24	150,00	147,0	135,9	-24,3	0,1195	0,1962

 $t''_{yx}=40$ °С; $t_H = -30$ °С

$\delta, \%$	$t_p, \text{°C}$	$t_{\Gamma}^{\text{осн}}, \text{°C}$	$t_{\Gamma}^{\text{ог}}, \text{°C}$	$t_{\text{ст}}^{\text{ог}}, \text{°C}$	$t_{\text{ст.н}}^{\text{ог}}, \text{°C}$	$X_{\text{осн}}, \text{кг/кг с.г.}$	$\sigma_t, \text{МПа}$
0	40,02	40,00	39,1	35,1	-27,8	0,0465	0,0770
10	42,37	52,02	51,2	45,3	-27,4	0,0538	0,0892
20	44,42	63,84	61,2	55,4	-27,0	0,0611	0,1014
30	46,24	75,45	72,1	65,5	-26,7	0,0684	0,1135
40	47,98	86,85	83,0	75,6	-26,3	0,0757	0,1255
50	49,35	98,06	93,8	85,7	-26,0	0,0830	0,1375
60	50,72	109,07	104,6	95,8	-25,6	0,0903	0,1494
70	51,98	119,89	115,3	105,8	-25,3	0,0976	0,1612
80	53,14	129,97	125,9	115,9	-25,0	0,1049	0,1729
90	54,23	139,92	136,5	125,9	-24,6	0,1122	0,1846
100	55,24	150,00	147,0	135,9	-24,3	0,1195	0,1962

$$t''_{yx} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}; t_H = -30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$\delta, \%$	$t_p, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OCH}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OГ}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{CT}}^{\text{OГ}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{CT.H}}^{\text{OГ}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$X_{\text{OCH}},$ КГ/КГ с.Г.	$\sigma_t,$ МПа
0	50,00	50,00	48,94	44,3	-27,4	0,0864	0,0879
10	50,61	60,80	58,98	53,6	-27,1	0,0897	0,0990
20	51,20	71,42	68,96	62,8	-26,8	0,0930	0,1100
30	51,76	81,85	78,89	72,0	-26,5	0,0963	0,1210
40	52,31	92,10	88,77	81,1	-26,1	0,0996	0,1319
50	52,84	102,18	98,60	90,3	-25,8	0,1030	0,1428
60	53,35	112,07	109,38	99,4	-25,5	0,1063	0,1536
70	53,84	121,80	118,10	108,6	-25,2	0,1095	0,1643
80	54,32	131,36	127,80	117,7	-24,9	0,1129	0,1750
90	54,79	140,76	137,40	126,8	-24,6	0,1162	0,1856
100	55,24	150,00	147,00	135,9	-24,3	0,1196	0,1962

$$t''_{yx} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}; t_H = -40 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$\delta, \%$	$t_p, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OCH}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OГ}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{CT}}^{\text{OГ}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{CT.H}}^{\text{OГ}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$X_{\text{OCH}},$ КГ/КГ с.Г.	$\sigma_t,$ МПа
0	40,02	40,00	38,97	34,41	-37,4	0,0465	0,0880
10	42,37	52,02	50,03	44,55	-37,1	0,0538	0,1002
20	44,42	63,84	61,03	54,68	-36,7	0,0611	0,1124
30	46,24	75,45	71,97	64,79	-36,4	0,0684	0,1245
40	47,98	86,85	82,84	74,90	-36,0	0,0757	0,1365
50	49,35	98,06	93,66	84,96	-35,7	0,0830	0,1484
60	50,72	109,07	104,41	95,02	-35,3	0,0903	0,1603
70	51,98	119,89	115,11	105,07	-35,0	0,0976	0,1721
80	53,14	129,97	125,74	115,11	-34,6	0,1049	0,1838
90	54,23	139,92	136,31	125,13	-34,3	0,1122	0,1955
100	55,24	150,00	146,82	135,14	-34,0	0,1195	0,2070

Таблица ПВ.2

**Результаты расчета процесса теплообмена при движении
отводимых газов в металлической трубе
 $H_{\text{ТР}}=44,2$ м; $v_0=7$ м/с; $t'_{\text{yx}}=150$ °С**

$t''_{\text{yx}}=30$ °С; $t_{\text{H}} = -30$ °С

$\delta, \%$	$t_{\text{p}}, \text{°C}$	$t_{\text{Г}}^{\text{ОСН}}, \text{°C}$	$t_{\text{Г}}^{\text{ОГ}}, \text{°C}$	$t_{\text{СТ}}^{\text{ОГ}}, \text{°C}$	$t_{\text{СТ.Н}}^{\text{ОГ}}, \text{°C}$	$X_{\text{ОСН}},$ КГ/КГ С.Г.
0	30,03	30,00	13,98	-2,98	-10,99	0,0250
10	35,19	43,25	23,27	2,58	-7,07	0,0345
20	39,10	56,26	32,26	7,92	-3,32	0,0439
30	42,24	69,04	40,97	13,05	0,30	0,0534
40	44,87	80,90	49,0	17,92	3,72	0,0628
50	47,13	93,14	57,13	22,65	7,05	0,0723
60	49,11	105,17	65,02	27,21	10,26	0,0817
70	50,88	116,95	72,68	31,61	13,35	0,0912
80	52,47	128,61	80,13	35,86	16,35	0,1006
90	53,91	139,92	87,35	40,18	19,38	0,1101
100	55,24	150,00	93,68	43,72	21,88	0,1195

$t''_{\text{yx}}=40$ °С; $t_{\text{H}} = -30$ °С

$\delta, \%$	$t_{\text{p}}, \text{°C}$	$t_{\text{Г}}^{\text{ОСН}}, \text{°C}$	$t_{\text{Г}}^{\text{ОГ}}, \text{°C}$	$t_{\text{СТ}}^{\text{ОГ}}, \text{°C}$	$t_{\text{СТ.Н}}^{\text{ОГ}}, \text{°C}$	$X_{\text{ОСН}},$ КГ/КГ С.Г.
0	40,02	40,00	20,99	1,19	-8,05	0,0465
10	42,37	52,02	29,38	6,32	-4,44	0,0538
20	44,42	63,84	37,47	11,09	-1,08	0,0611
30	46,24	75,45	45,32	15,69	2,15	0,0684
40	47,98	86,85	52,93	20,12	5,27	0,0757
50	49,35	98,06	60,33	24,39	8,27	0,0830
60	50,72	109,07	67,57	28,75	11,34	0,0903
70	51,98	119,89	74,56	32,74	14,15	0,0976
80	53,14	129,97	81,01	36,38	16,71	0,1049
90	54,23	139,92	87,35	40,18	19,38	0,1122
100	55,24	150,00	93,68	43,72	21,88	0,1195

$$t''_{yx} = 50 \text{ } ^\circ\text{C}; t_H = -30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$\delta, \%$	$t_p, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OCH}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OГ}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\text{CT}}^{\text{OГ}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\text{CT.H}}^{\text{OГ}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$X_{\text{OCH}}, \text{ КГ/КГ С.Г.}$
0	50,00	50,00	27,98	5,46	-5,04	0,0864
10	50,61	60,80	35,39	9,83	-1,97	0,0897
20	51,20	71,42	42,59	14,03	0,99	0,0930
30	51,76	81,85	49,64	18,31	4,00	0,0963
40	52,31	92,10	56,44	22,24	6,76	0,0996
50	52,84	102,18	63,05	26,03	9,43	0,1030
60	53,35	112,07	69,53	29,93	12,17	0,1063
70	53,84	121,80	75,80	33,48	14,67	0,1095
80	54,32	131,36	81,90	36,92	17,09	0,1129
90	54,79	140,76	87,88	40,50	19,61	0,1162
100	55,24	150,00	93,68	43,72	21,88	0,1196

$$t''_{yx} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}; t_H = -15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$\delta, \%$	$t_p, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OCH}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OГ}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\text{CT}}^{\text{OГ}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\text{CT.H}}^{\text{OГ}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$X_{\text{OCH}}, \text{ КГ/КГ С.Г.}$
0	40,02	40,00	26,06	9,50	2,24	0,0465
10	42,37	52,02	33,50	14,53	5,78	0,0538
20	44,42	63,84	41,60	19,36	9,18	0,0611
30	46,24	75,45	49,60	24,19	12,58	0,0684
40	47,98	86,85	57,30	28,68	15,70	0,0757
50	49,35	98,06	64,80	33,02	18,80	0,0830
60	50,72	109,07	72,00	37,20	21,70	0,0903
70	51,98	119,89	79,10	41,46	24,70	0,0976
80	53,14	129,97	85,60	45,16	27,30	0,1049
90	54,23	139,92	91,95	48,75	29,90	0,1122
100	55,24	150,00	98,40	52,58	32,60	0,1195

$$t''_{yx} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}; t_H = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$\delta, \%$	$t_p, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OCH}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\Gamma}^{\text{OГ}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\text{CT}}^{\text{OГ}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\text{CT.H}}^{\text{OГ}}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$X_{\text{OCH}}, \text{ КГ/КГ С.Г.}$
0	40,02	40,00	29,14	17,82	12,54	0,0465
10	42,37	52,02	37,63	22,92	16,13	0,0538
20	44,42	63,84	45,86	27,82	19,58	0,0611
30	46,24	75,45	53,85	32,54	22,90	0,0684
40	47,98	86,85	61,60	37,09	26,10	0,0757
50	49,35	98,06	69,17	41,65	29,31	0,0830
60	50,72	109,07	76,48	45,89	32,30	0,0903
70	51,98	119,89	83,59	49,99	35,18	0,0976
80	53,14	129,97	90,15	53,74	37,81	0,1049
90	54,23	139,92	96,60	57,58	40,52	0,1122
100	55,24	150,00	103,03	61,22	43,08	0,1195

**РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОТЛОВ БЕЗЫМЯНСКОЙ ТЭЦ И САРАНСКОЙ ТЭЦ-2**

Таблица ПГ.1

Результаты экспериментального исследования котла КО-III-200 ст. № 1

(прибор ДАГ-16, зав. № 8А008231, дата поверки 07.02.2003 г.)

Дата обследования: 22.01.2004 г. (Топливо - природный газ)

№ п/п	Параметр		Единица измерения	Фактическое значение	Значение по режимной карте
1	Паропроизводительность ($D_{ном}=200$ т/ч)		т/ч	180	180
2	Расход топлива		м ³ /ч	14600	14600
3	Низшая теплота сгорания топлива		МДж/м ³	33,536	
4	Процент непрерывной продувки		%	3,3	
5	Температура	перегретого пара	°С	407	410
6		воздуха перед горелками	°С	320	330
7		уходящих газов за котлом	°С	118,5	115
8		(после дымососа)			
9		топлива перед котлом	°С	30	30
10		питательной воды перед экономайзером	°С	150	145
		воздуха перед воздухоподогревателем	°С	30	30
11	Давление	пара	кгс/см ²	33	33
12		воздуха перед горелками	кгс/м ²	-	70
13		топлива перед горелками (газа)	МПа	-	
14	Разрежение в топке		мм вод.ст.	2,5	2÷3
15	Содержание	СО ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	9,65	
16		СО в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	0	
17		О ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	3,75	
18		NO _x в уходящих газах за котлом (после дымососа)	мг/м ³	243	225÷250 ($\alpha_{yx}=1,4$)
19	Коэффициент избытка воздуха за котлом (после дымососа)			1,217	1,215
20	Потери теплоты	с уходящими газами	%	4,505	4,325
21		от химического недожога	%	0	
22		в окружающую среду ($q_5^{ном}=0,59$)	%	0,656	0,656
23	КПД	по режимной карте	%		95,02
24		расчетный	%	94,84	
25	Потери КПД		%	0,18	
26	Потери топлива		м ³ /ч	27,71	
27	Число часов работы котла в 2003 г.		ч/год	6807	
28	Общие потери топлива в 2003 г.		м ³ /год	188622	

Примечание: Общие потери топлива рассчитаны из условия, что в 2003 г. котел работал на газе ($\rho=0,718$ кг/м³).

**Результаты экспериментального исследования котла ТКП-3-200 ст. № 3
(прибор ДАГ-16, зав. № 8А008231, дата поверки 07.02.2003 г.)
Дата обследования: 22.01.2004 г. (Топливо - природный газ)**

№ п/п	Параметр	Единица измерения	Фактическое значение	Значение по режимной карте	
1	Паропроизводительность ($D_{ном}=200$ т/ч)	т/ч	160	160	
2	Расход топлива	м ³ /ч	12070	12500	
3	Низшая теплота сгорания топлива	МДж/м ³	33,536		
4	Процент непрерывной продувки	%	5,34		
5	Температура	перегретого пара	°С	410	410
6		воздуха перед горелками	°С		
7		уходящих газов за котлом	°С	116,5	119
8		(после дымососа)			
9		топлива перед котлом	°С	30	
10		питательной воды перед экономайзером	°С	150	145
		воздуха перед воздухоподогревателем	°С	30	30
11	Давление	пара	кгс/см ²	32,5	33
12		воздуха перед горелками	кгс/м ²	-	55
13		топлива перед горелками	кПа	-	
14	Разрежение в топке	мм вод.ст.	2,5	2÷3	
15	Содержание	СО ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	8,9	
16		СО в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	0	
17		О ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	5,15	
18		NO _x в уходящих газах за котлом (после дымососа)	мг/м ³	187,5	
19	Коэффициент избытка воздуха за котлом (после дымососа)		1,325	1,15	
20	Потери теплоты	с уходящими газами	%	4,733	4,319
21		от химического недожога	%		
22		в окружающую среду ($q_5^{ном}=0,59$)	%	0,738	0,738
23	КПД	по режимной карте	%		94,94
24		расчетный	%	94,53	
25	Потери КПД	%		0,41	
26	Потери топлива	м ³ /ч		52,35	
27	Число часов работы котла в 2003 г.	ч/год		1722	
28	Общие потери топлива в 2003 г.	м ³ /год		90147	

Примечание: общие потери топлива рассчитаны из условия, что в 2003 г. котел работал на газе.

**Результаты экспериментального исследования котла KSG-140 ст. № 4
(прибор ДАГ-16, зав. № 8А008231, дата поверки 07.02.2003 г.)
Дата обследования: 22.01.2004 г. (Топливо - природный газ)**

№ п/п	Параметр	Единица измерения	Фактическое значение	Значение по режимной карте	
1	Паропроизводительность ($D_{\text{ном}}=100$ т/ч)	т/ч	90	90	
2	Расход топлива	м ³ /ч	7740	7300	
3	Низшая теплота сгорания топлива	МДж/м ³	33,536	33,373	
4	Процент непрерывной продувки	%	4,76		
5	Температура	перегретого пара	°С	405	410
6		воздуха перед горелками	°С		
7		уходящих газов за котлом	°С	133	139
8		(после дымососа)			
9		топлива перед котлом	°С	30	
10		питательной воды перед экономайзером	°С	153	145
10		воздуха перед воздухоподогревателем	°С	30	30
11	Давление	пара	кгс/см ²	33,0	33,0
12		воздуха перед горелками	кгс/м ²	-	50
13		топлива перед горелками	кПа	-	
14	Разрежение в топке	мм вод.ст.	2,0	2÷3	
15	Содержание	СО ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	7,25	
16		СО в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	0	
17		О ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	8,1	
18		NO _x в уходящих газах за котлом (после дымососа)	мг/м ³	204	
19	Коэффициент избытка воздуха за котлом (после дымососа)			1,628	1,39
20	Потери теплоты	с уходящими газами	%	6,712	6,183
21		от химического недожога	%		
22		в окружающую среду ($q_5^{\text{ном}}=0,7$)	%	0,778	0,778
23	КПД	по режимной карте	%		93,04
24		расчетный	%	92,51	
25	Потери КПД		%	0,53	
26	Потери топлива		м ³ /ч	44,34	
27	Число часов работы котла в 2003 г.		ч/год	3352	
28	Общие потери топлива в 2003 г.		м ³ /год	148628	

Примечание: общие потери топлива рассчитаны из условия, что в 2003 г. котел работал на газе.

**Результаты экспериментального исследования котла KSG-140 ст. № 5
(прибор ДАГ-16, зав. № 8А008231, дата поверки 07.02.2003 г.)
Дата обследования: 22.01.2004 г. (Топливо – природный газ)**

№ п/п	Параметр	Единица измерения	Фактическое значение	Значение по режимной карте	
1	Паропроизводительность ($D_{ном} = 100$ т/ч)	т/ч	94	94	
2	Расход топлива	м ³ /ч	7356	7900	
3	Низшая теплота сгорания топлива	МДж/м ³	33,536	33,373	
4	Процент непрерывной продувки	%	4,26		
5	Температура	перегретого пара	°С	410	
6		воздуха перед горелками	°С		
7		уходящих газов за котлом	°С	152	155
8		(после дымососа)			
9		топлива перед котлом	°С	28	
10		питательной воды перед эконо- воздуха перед воздухоподогрева- телем	°С °С	150 28	145 30
11	Давление	пара	кгс/см ²	34,0	33,0
12		воздуха перед горелками	кгс/м ²	-	40
13		топлива перед горелками	кПа	-	
14	Разрежение в топке	мм вод.ст.	2,0	2÷3	
15	Содержание	СО ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	7,35	
16		СО в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	0	
17		О ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	7,95	
18		NO _x в уходящих газах за котлом (после дымососа)	мг/м ³	71	90 ($\alpha_{yx}=1,4$)
19	Коэффициент избытка воздуха за котлом (после дымососа)		1,609	1,48	
20	Потери теплоты	с уходящими газами	%	7,967	7,475
21		от химического недожога	%	0	0
22		в окружающую среду ($q_5^{ном}=0,7$)	%	0,745	0,745
23	КПД	по режимной карте	%		91,78
24		расчетный	%	91,29	
25	Потери КПД	%		0,49	
26	Потери топлива	м ³ /ч		39,48	
27	Число часов работы котла в 2003 г.	ч/год		1888	
28	Общие потери топлива в 2003 г.	м ³ /год		74538	

Примечание: общие потери топлива рассчитаны из условия, что в 2003 г. котел работал на газе.

**Результаты экспериментального исследования котла ТП-230-2 ст. № 7
(прибор ДАГ-16, зав. № 8А008231, дата поверки 07.02.2003 г.)
Дата обследования: 22.01.2004 г. (Топливо – природный газ)**

№ п/п	Параметр		Единица измерения	Фактическое значение	Значение по режимной карте
1	Паропроизводительность ($D_{\text{ном}}=230$ т/ч)		т/ч	205	205
2	Расход топлива		м ³ /ч	15256	16400
3	Низшая теплота сгорания топлива		МДж/м ³	33,536	33,373
4	Процент непрерывной продувки		%	2,7	
5	Температура	перегретого пара	°С	508	510
6		воздуха перед горелками	°С		
7		уходящих газов за котлом (после дымососа)	°С	149,5	151,5
8					
9		топлива перед котлом	°С	30	
10		питательной воды перед экономай- воздуха перед воздухоподогревателем	°С	200	210
	°С		30	30	
11	Давление	пара	кгс/см ²	94	100
12		воздуха перед горелками	кгс/м ²	-	
13		топлива перед горелками	кПа	-	
14	Разрежение в топке		мм вод.ст.	3,0	2÷3
15	Содержание	СО ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	8,25	
16		СО в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	0	
17		О ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	6,35	
18		NO _x в уходящих газах за котлом (после дымососа)	мг/м ³	329	380÷430 ($\alpha_{\text{yx}}=1,4$)
19	Коэффициент избытка воздуха за котлом (после дымососа)			1,433	1,30
20	Потери теплоты	с уходящими газами	%	6,953	6,495
21		от химического недожога	%	0	0
22		в окружающую среду ($q_5^{\text{ном}}=0,54$)	%	0,606	0,606
23	КПД	по режимной карте	%		92,9
24		расчетный	%	92,44	
25	Потери КПД		%	0,46	
26	Потери топлива		м ³ /ч	75,92	
27	Число часов работы котла в 2003 г.		ч/год	7618	
28	Общие потери топлива в 2003 г.		м ³ /год	578359	

Примечание: общие потери топлива рассчитаны из условия, что в 2003 г. котел работал на газе.

**Результаты экспериментального исследования котла БКЗ-220-100 ст.
№ 9 (прибор ДАГ-16, зав. № 8А008231, дата поверки 07.02.2003 г.)
Дата обследования: 22.01.2004 г. (Топливо – природный газ)**

№ п/п	Параметр	Единица измерения	Фактическое значение	Значение по режимной карте	
1	Паропроизводительность ($D_{\text{ном}}=220$ т/ч)	т/ч	200	200	
2	Расход топлива	м ³ /ч	14615	15400	
3	Низшая теплота сгорания топлива	МДж/м ³	33,536	34,855	
4	Процент непрерывной продувки	%	1,8		
5	Температура	перегретого пара	°С	505	510
6		воздуха перед горелками	°С		
7		уходящих газов за котлом	°С	149	135
8		(после дымососа)			
9		топлива перед котлом	°С	30	
10		питательной воды перед экономайзером	°С	227	210
		воздуха перед воздухоподогревателем	°С	35	30
11	Давление	пара	кгс/см ²	94	100
12		воздуха перед горелками	кгс/м ²	-	155
13		топлива перед горелками	кПа	-	
14	Разрежение в топке	мм вод.ст.	2,0	2÷3	
15	Содержание	СО ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	8,9	
16		СО в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	4·10 ⁻⁴	
17		О ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	5,2	
18		NO _x в уходящих газах за котлом (после дымососа)	мг/м ³	346,5	380÷430 ($\alpha_{\text{yx}}=1,4$)
19	Коэффициент избытка воздуха за котлом (после дымососа)		1,329	1,2	
20	Потери теплоты	с уходящими газами	%	6,253	5,257
21		от химического недожога	%		
22		в окружающую среду ($q_5^{\text{ном}}=0,55$)	%	0,605	0,605
23	КПД	по режимной карте	%		94,14
24		расчетный	%	93,14	
25	Потери КПД	%		1,0	
26	Потери топлива	м ³ /ч	156,91		
27	Число часов работы котла в 2003 г.	ч/год	3175		
28	Общие потери топлива в 2003 г.	м ³ /год	498189		

Примечание: общие потери топлива рассчитаны из условия, что в 2003 г. котел работал на газе.

**Результаты экспериментального исследования котла ПК-19 ст. № 2
(прибор ДАГ-16, зав. № 8А003208, дата поверки: 17.10.2003 г.
Свидетельство № 513/1605-47). Дата обследования: 05.07.2004 г.
(Топливо – природный газ)**

№ п/п	Параметр	Единица измерения	Фактическое значение	Значение по режимной карте	
1	Паропроизводительность ($D_{ном} = 150$ т/ч)	т/ч	114	114	
2	Расход топлива	м ³ /ч	10200	10780	
3	Низшая теплота сгорания топлива	МДж/м ³	33,54	33,285	
4	Процент непрерывной продувки	%			
5	Температура	перегретого пара	°С	535	540
6		воздуха перед горелками	°С	290	
7		уходящих газов за котлом (после дымососа)	°С	144	142
8		газа перед котлом	°С		
9					
10		питательной воды перед экономайзером	°С	224	220
10		воздуха перед воздухоподогревателем	°С	20	20
11	Давление	перегретого пара	кгс/см ²	96	100
12		воздуха перед горелками	кгс/м ²	31	
13		топлива перед горелками	кгс/см ²	0,2	
14	Разрежение в топке	мм вод.ст.	2	2	
15	Содержание	СО ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	7,85	
16		СО в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	0	
17		О ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	7,0	
18		NO _x в уходящих газах за котлом (после дымососа)	мг/м ³	102	
19	Коэффициент избытка воздуха за котлом (после дымососа)			1,5	1,3
20	Потери теплоты	с уходящими газами q_2	%	7,43	5,8
21		от химического недожога	%	0	0
22		в окружающую среду ($q_5^{ном} = 0,64$)	%	1,15	1,15
23	КПД	по режимной карте ($\eta_{бр}$)	%		93,18
24		расчетный ($\eta_{бр}$)	%	91,42	93,05
25	Потери КПД		%	1,63	
26	Потери топлива		м ³ /ч	181,86	
27	Число часов работы котла в 2003 г.		ч/год	4120	
28	Общие потери топлива в 2003 г.		тыс. м ³ /год	749,26	
29	Потери в денежном выражении при стоимости 1000 м ³ газа 508 руб.		тыс. руб./год	380,6	

Примечание: нормативные значения q_2 , q_5 и $\eta_{бр}$ приняты по энергетической характеристике котла ПК-19.

**Результаты экспериментального исследования котла ПК-19 ст. № 3
(прибор ДАГ-16, зав. № 8А003208, дата поверки: 17.10.2003 г.
Свидетельство № 513/1605-47). Дата обследования: 05.07.2004 г.
(Топливо – природный газ)**

№ п/п	Параметр		Единица измерения	Фактическое значение	Значение по режимной карте
1	Паропроизводительность ($D_{ном} = 150$ т/ч)		т/ч	115	115
2	Расход топлива		м ³ /ч	10000	10125
3	Низшая теплота сгорания топлива		МДж/м ³	33,54	33,285
4	Процент продувки		%		
5	Температура	пара за пароперегревателем	°С	530,0	540,0
6		подогретого воздуха	°С	275,0	
7		отводимых продуктов сгорания (после дымососа)	°С	146,0	147,0
8		газа перед котлом	°С		
9		питательной воды перед экономайзером	°С	222	225
10		воздуха перед воздухоподогревателем	°С	20	25
11	Давление	перегретого пара	кгс/см ²	94	100
12		воздуха перед горелками	кгс/м ²	54	
13		топлива перед горелками	кгс/см ²	0,38	
14	Разрежение в топке		мм вод.ст.	1,5	2
15	Содержание	СО ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	8,3	
16		СО в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	0	
17		О ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	6,15	
18		NO _x в уходящих газах за котлом (после дымососа)	мг/м ³	150	
19	Коэффициент избытка воздуха за котлом (после дымососа)			1,414	1,3
20	Потери теплоты	с уходящими газами q_2	%	7,168	5,8
21		от химического недожога	%	0	0
22		в окружающую среду ($q_5^{ном} = 0,64$)	%	1,15	1,15
23	КПД	по режимной карте ($\eta_{бр}$)	%		92,6
24		расчетный ($\eta_{бр}$)	%	91,68	93,05
25	Потери КПД		%	1,37	
26	Потери топлива		м ³ /ч	149,43	
27	Число часов работы котла в 2003 г.		ч/год	4694	
28	Общие потери топлива в 2003 г.		тыс. м ³ /год	701,42	
29	Потери в денежном выражении при стоимости 1000 м ³ газа 508 руб.		тыс. руб./год	356,3	

Примечание: нормативные значения q_2 , q_5 и $\eta_{бр}$ приняты по энергетической характеристике котла ПК-19.

**Результаты экспериментального исследования котла ПК-19 ст. № 4
(прибор ДАГ-16, зав. № 8А003208, дата поверки: 17.10.2003 г. Свидетельство
№ 513/1605-47). Дата обследования: 05.07.2004 г. (Топливо – природный газ)**

№ п/п	Параметр	Единица измерения	Фактическое значение	Значение по режимной карте	
1	Паропроизводительность ($D_{ном} = 150$ т/ч)	т/ч	112	112	
2	Расход топлива	м ³ /ч	10200	10700	
3	Низшая теплота сгорания топлива	МДж/м ³	33,54	33,285	
4	Процент продувки	%			
5	Температура	пара за пароперегревателем	°С	527,0	540,0
6		подогретого воздуха	°С	300,0	
7		отводимых продуктов сгорания (после дымососа)	°С	156,0	150,0
8		газа перед котлом	°С		
9		питательной воды перед экономайзером	°С	220	225÷230
10		воздуха перед воздухоподогревателем	°С	20	25
11	Давление	перегретого пара	кгс/см ²	92	100
12		воздуха перед горелками	кгс/м ²	73	
13		топлива перед горелками	кгс/см ²	0,28	
14	Разрежение в топке	мм вод.ст.	2	2	
15	Содержание	СО ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	8,6	
16		СО в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	0	
17		О ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	5,65	
18		NO _x в уходящих газах за котлом (после дымососа)	мг/м ³	183,5	
19	Коэффициент избытка воздуха за котлом (после дымососа)		1,37	1,30	
20	Потери теплоты	с уходящими газами q_2	%	7,516	5,8
21		от химического недожога	%	0	
22		в окружающую среду ($q_5^{ном} = 0,64$)	%	1,14	1,14
23	КПД	по режимной карте ($\eta_{бр}$)	%		91,4
24		расчетный ($\eta_{бр}$)	%	91,34	93,06
25	Потери КПД	%	1,72		
26	Потери топлива	м ³ /ч	192,07		
27	Среднее число часов работы котла в 2003 г.	ч/год	1389		
28	Общие потери топлива в 2003 г.	тыс. м ³ /год	266,8		
29	Потери в денежном выражении при стоимости 1000 м ³ газа 508 руб.	тыс. руб./год	135,5		

Примечание: нормативные значения q_2 , q_5 и $\eta_{бр}$ приняты по энергетической характеристике котла ПК-19.

Результаты экспериментального исследования котла ТП-47 ст. № 5
(прибор ДАГ-16, зав. № 8А003208, дата поверки: 17.10.2003 г.
Свидетельство № 513/1605-47). Дата обследования: 05.07.2004 г.
(Топливо – природный газ)

№ п/п	Параметр		Единица измерения	Фактическое значение	Значение по режимной карте
1	Паропроизводительность ($D_{\text{ном}} = 230$ т/ч)		т/ч	190	190
2	Расход топлива		м ³ /ч	16500	18250
3	Низшая теплота сгорания топлива		МДж/м ³	33,54	33,285
4	Процент продувки		%		
5	Температура	пара за пароперегревателем	°С	530,0	540,0
6		подогретого воздуха	°С	330,0	
7		отводимых продуктов сгорания	°С	131,0	130,0
8		(после дымососа)			
9		газа перед котлом	°С		
10		питательной воды перед экономайзером	°С	223	220
		воздуха перед воздухоподогревателем	°С	20	20
11	Давление	перегретого пара	кгс/см ²	99	100
12		воздуха перед горелками	кгс/м ²	30	
13		топлива перед горелками	кгс/см ²	0,31	
14	Разрежение в топке		мм вод.ст.	2	2
15	Содержание	СО ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	6,75	
16		СО в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	0	
17		О ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	9,05	
18		NO _x в уходящих газах за котлом (после дымососа)	мг/м ³	248	
19	Коэффициент избытка воздуха за котлом (после дымососа)			1,76	1,3
20	Потери теплоты	с уходящими газами q_2	%	7,66	5,8
21		от химического недожога	%	0	0
22		в окружающую среду ($q_5^{\text{ном}} = 0,54$)	%	1,06	1,06
23	КПД	по режимной карте ($\eta_{\text{бр}}$)	%		93,0
24		расчетный ($\eta_{\text{бр}}$)	%	91,28	93,14
25	Потери КПД		%	1,86	
26	Потери топлива		м ³ /ч	336,22	
27	Число часов работы котла в 2003 г.		ч/год	5682	
28	Общие потери топлива в 2003 г.		тыс. м ³ /год	1910,4	
29	Потери в денежном выражении при стоимости 1000 м ³ газа 508 руб.		тыс. руб./год	970,5	

Примечание: нормативные значения q_2 , q_5 и $\eta_{\text{бр}}$ приняты по энергетической характеристике котла ТП-47.

**Результаты экспериментального исследования котла ТП-47 ст. № 6
(прибор ДАГ-16, зав. № 8А003208, дата поверки: 17.10.2003 г. Свидетельство
№ 513/1605-47). Дата обследования: 05.07.2004 г. (Топливо – природный газ)**

№ п/п	Параметр		Единица измерения	Фактическое значение	Значение по режимной карте
1	Паропроизводительность ($D_{ном} = 230$ т/ч)		т/ч	210	210
2	Расход топлива		м ³ /ч	20000	20500
3	Низшая теплота сгорания топлива		МДж/м ³	33,54	33,285
4	Процент продувки		%		
5	Температура	пара за пароперегревателем	°С	530,0	540,0
6		подогретого воздуха	°С	325,0	
7		отводимых продуктов сгорания	°С	133,0	130,0
8		(после дымососа)			
9		газа перед котлом	°С		
10		питательной воды перед экономайзером	°С	207	220
		воздуха перед воздухоподогревателем	°С	20	20
11	Давление	перегретого пара	кгс/см ²	96	100
12		воздуха перед горелками	кгс/м ²	95	
13		топлива перед горелками	кгс/см ²	0,55	
14	Разрежение в топке		мм вод.ст.	2	2
15	Содержание	СО ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	7,05	
16		СО в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	0	
17		О ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	8,45	
18		NO _x в уходящих газах за котлом (после дымососа)	мг/м ³	237	
19	Коэффициент избытка воздуха за котлом (после дымососа)			1,673	1,3
20	Потери теплоты	с уходящими газами q_2	%	7,463	5,9
21		от химического недожога	%	0	0
22		в окружающую среду ($q_5^{ном} = 0,54$)	%	1,02	1,02
23	КПД	по режимной карте ($\eta_{бр}$)	%		92,6
24		расчетный ($\eta_{бр}$)	%	91,52	93,08
25	Потери КПД		%	1,56	
26	Потери топлива		м ³ /ч	340,91	
27	Число часов работы котла в 2003 г.		ч/год	3866	
28	Общие потери топлива в 2003 г.		тыс. м ³ /год	1318	
29	Потери в денежном выражении при стоимости 1000 м ³ газа 508 руб.		тыс. руб./год	669,5	

Примечание: нормативные значения q_2 , q_5 и $\eta_{бр}$ приняты по энергетической характеристике котла ТП-47.

**Результаты экспериментального исследования котла ТГМЕ-464 ст. № 8
(прибор ДАГ-16, зав. № 8А003208, дата поверки: 17.10.2003 г.
Свидетельство № 513/1605-47). Дата обследования: 05.07.2004 г.
(Топливо – природный газ)**

№ п/п	Параметры		Единица измерения	Фактическое значение	Значение по режимной карте
1	Паропроизводительность ($D_{ном} = 500$ т/ч)		т/ч	330	330
2	Расход топлива		м ³ /ч	27500	28280
3	Низшая теплота сгорания топлива		МДж/м ³	33,54	-
4	Процент продувки		%		
5	Температура	пара за пароперегревателем	°С	552,5	560,0
6		воздуха за РВП	°С	239,0	
7		отводимых газов после РВП	°С	125,0	123,0
8		газа перед котлом	°С		
9		питательной воды перед экономайзер.	°С	215	220
10		воздуха перед воздухоподогревателем	°С	27	30
11	Давление	перегретого пара	кгс/см ²	130	140
12		воздуха перед горелками	кгс/м ²	140	
13		топлива перед горелками	кгс/см ²	0,24	
14	Давление в топке		мм вод.ст.	95	-
15	Содержание	СО ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	8,1	
16		СО в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	0	
17		О ₂ в уходящих газах за котлом (после дымососа)	%	6,7	
18		NO _x в уходящих газах за котлом (после дымососа)	мг/м ³	281	
19	Коэффициент избытка воздуха за котлом (после дымососа)		-	1,47	1,32
20	Потери теплоты	с уходящими газами q_2	%	5,82	5,05
21		от химического недожога	%	0	0
22		в окружающую среду ($q_5^{ном} = 0,4$)	%	1,2	1,2
23	КПД	по режимной карте ($\eta_{бр}$)	%		92,6
24		расчетный ($\eta_{бр}$)	%	92,98	93,75
25	Потери КПД		%	0,77	
26	Потери топлива		м ³ /ч	227,74	
27	Число часов работы котла в 2003 г.		ч/год	4250	
28	Общие потери топлива в 2003 г.		тыс. м ³ /год	967,9	
29	Потери в денежном выражении при стоимости 1000 м ³ газа 508 руб.		тыс. руб./год	491,7	

Примечание: нормативные значения q_2 , q_5 и $\eta_{бр}$ приняты по энергетической характеристике котла ТГМЕ-464.

**РЕЗУЛЬТАТЫ ОБСЛЕДОВАНИЯ ВАКУУМНОГО ДЕАЭРАТОРА СТ. № 5
ТИПА ДВ-800 САМАРСКОЙ ТЭЦ ДО РЕКОНСТРУКЦИИ**

Таблица ПД.1

Результаты обследования вакуумного деаэрата ДВ-800 ст. № 5

№ п/п	Параметр		Единица измерения	Номер опыта			
				1	2	3	4
1	Расход химочищенной воды (ХОВ)		т/ч	500	600	600	700
2	Расход сетевой воды		т/ч	150	160	200	250
3	Температура ХОВ	ТЦУ	°С	37	37	37	37
		По месту	°С	37	37	37	37
4	Температура сетевой воды	ТЦУ	°С	94	94	94	96
		По месту	°С	95	94	94	96
5	Температура деаэрированной воды	ТЦУ	°С	55	51	52	49
		По месту	°С	56	52	51	48
6	Давление в деаэраторе	ТЦУ	МПа	-0,086	-0,089	-0,089	-0,09
		По месту	МПа	-0,09	-0,088	-0,09	-0,09
7	Концентрация O ₂ в деаэрированной воде		мкг/дм ³	130	180	180	230
8	Давление парогазовой смеси в эжекторе		кПа	250,0	250,0	250,0	250,0
9	Температура парогазовой смеси перед 1-ой ступенью эжектора		°С	63,00	59,00	59,00	59,00
10	Температура химочищенной воды перед охладителем эжектора		°С	37,00	37,00	37,00	37,00
11	Температура ХОВ после эжектора		°С	44	43	42	42
12	Открытие регуляторов	ХОВ	%	45	50	65	80
		сетевой воды	%	47	45	55	55
13	Атмосферное давление		мм рт.ст.	759	759	759	759
14	Нагрузка деаэрата		%	63,0	75,0	75,0	88,0
15	Расчетный расход сетевой воды	ТЦУ	т/ч	179	214	195	231
		По месту	т/ч	160	195	214	244
16	Разница между замеренным и расчетным значениями расхода сетевой воды	ТЦУ	т/ч	-29	-54	5	19
		По месту	т/ч	-10	-35	-14	6
17	t_s	ТЦУ	°С	56,21	52,18	52,18	50,67
		По месту	°С	54,94	53,06	50,67	50,67
18	Недогрев до температуры насыщения	ТЦУ	°С	-1,21	-1,18	-0,18	-1,67
		По месту	°С	1,06	-1,06	0,33	-2,67
19	Нагрев воды в деаэраторе	ТЦУ	°С	18,0	14,0	15,0	12,0
		По месту	°С	19,0	15,0	14,0	11,0
20	Нагрев ХОВ в эжекторе		°С	7	6	7	7
21	Приведенное барометрическое давление		МПа	0,103	0,103	0,103	0,103

РЕЗУЛЬТАТЫ ВАРИАНТНЫХ РАСЧЕТОВ ТЕМПЕРАТУР УХОДЯЩИХ ГАЗОВ И ВЕНТИЛИРУЕМОГО ВОЗДУХА НА РАЗНЫХ ОТМЕТКАХ ДЫМОВОЙ ТРУБЫ ВЫСОТОЙ 240 м

Рис. ПЕ.1. Дымовая труба с воздушным вентилируемым каналом, воздух из которого
отводится в атмосферу. $t_{\text{нар.воз.}} = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{во}} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{\text{газов/мах}} = 900\text{ м}^3/\text{с}$,
 $t_{\text{газов/мах}} = 180\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{\text{воздуха}} = 7,5\text{ м}^3/\text{с}$ (1 вентилятор)

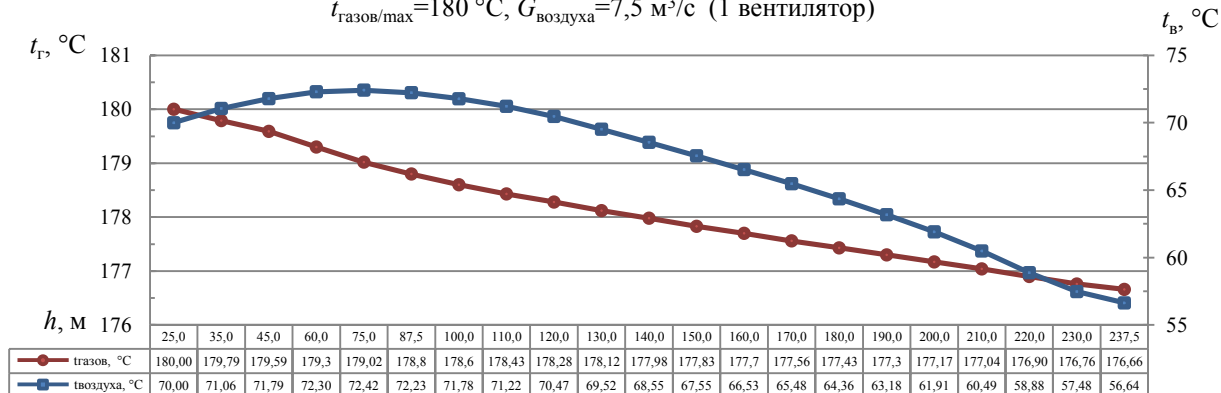


Рис. ПЕ.2. Дымовая труба с воздушным вентилируемым каналом, воздух из которого
отводится в атмосферу. $t_{\text{нар.воз.}} = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{во}} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{\text{газов/ном}} = 700\text{ м}^3/\text{с}$,
 $t_{\text{газов/ном}} = 170\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{\text{воздуха}} = 7,5\text{ м}^3/\text{с}$ (1 вентилятор)

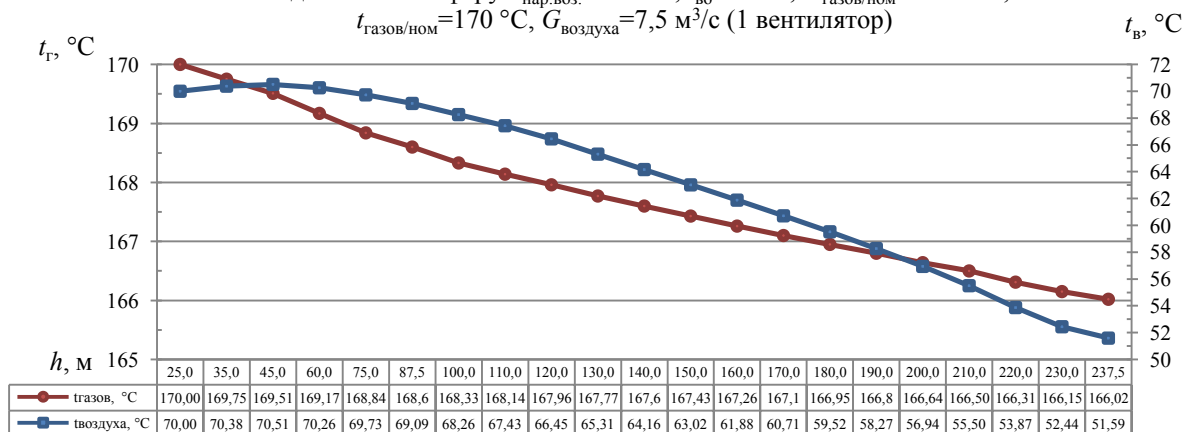


Рис. ПЕ.3. Дымовая труба с воздушным вентилируемым каналом, воздух из которого
отводится в атмосферу. $t_{\text{нар.воз.}} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{во}} = 61\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{\text{газов/ном}} = 700\text{ м}^3/\text{с}$,
 $t_{\text{газов/ном}} = 170\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{\text{воздуха}} = 7,5\text{ м}^3/\text{с}$ (1 вентилятор)

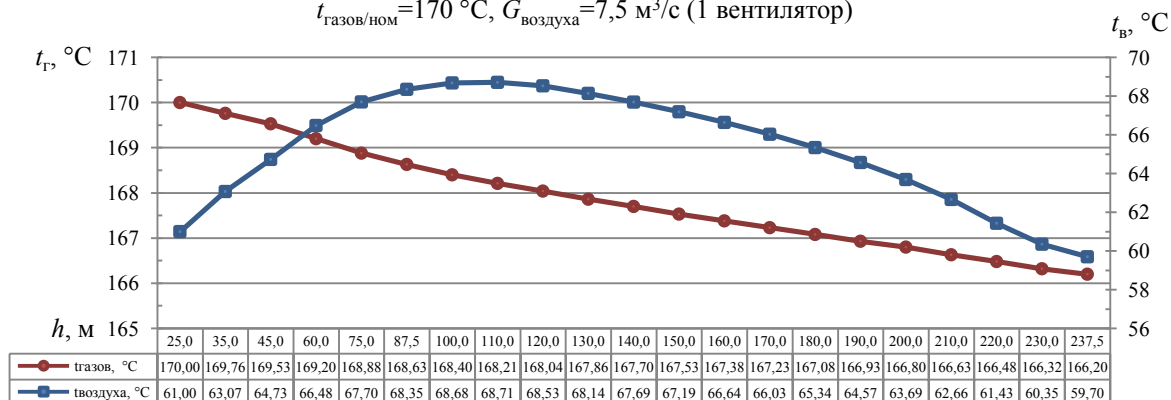


Рис. ПЕ.4. Дымовая труба с воздушным вентилируемым каналом, воздух из которого отводится в атмосферу. $t_{нар.воз} = -6,1 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{во} = 56 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_{газов/ном} = 700 \text{ м}^3/\text{с}$, $t_{газов/ном} = 170 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_{воздуха} = 7,5 \text{ м}^3/\text{с}$ (1 вентилятор)

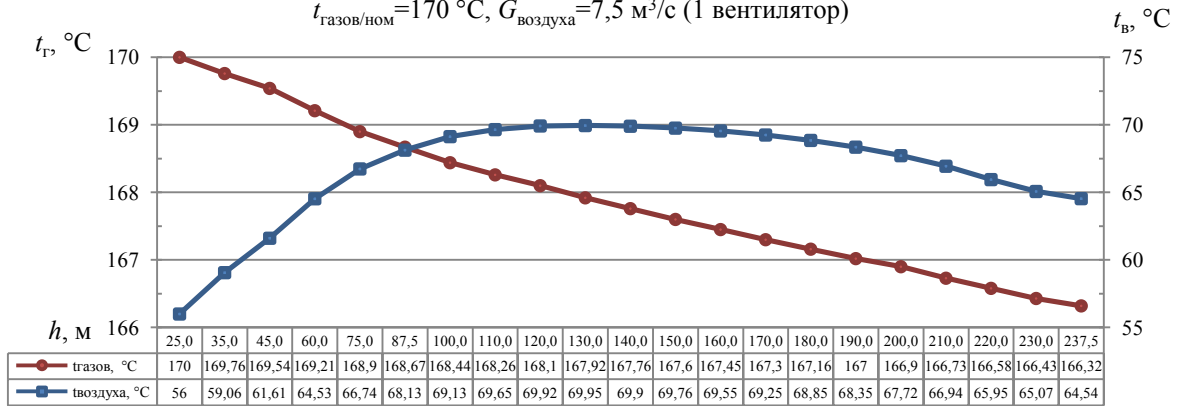


Рис. ПЕ.5. Дымовая труба с воздушным вентилируемым каналом, воздух из которого отводится в атмосферу. $t_{нар.воз} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{во} = 44 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_{газов/ном} = 700 \text{ м}^3/\text{с}$, $t_{газов/ном} = 170 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_{воздуха} = 7,5 \text{ м}^3/\text{с}$ (1 вентилятор)

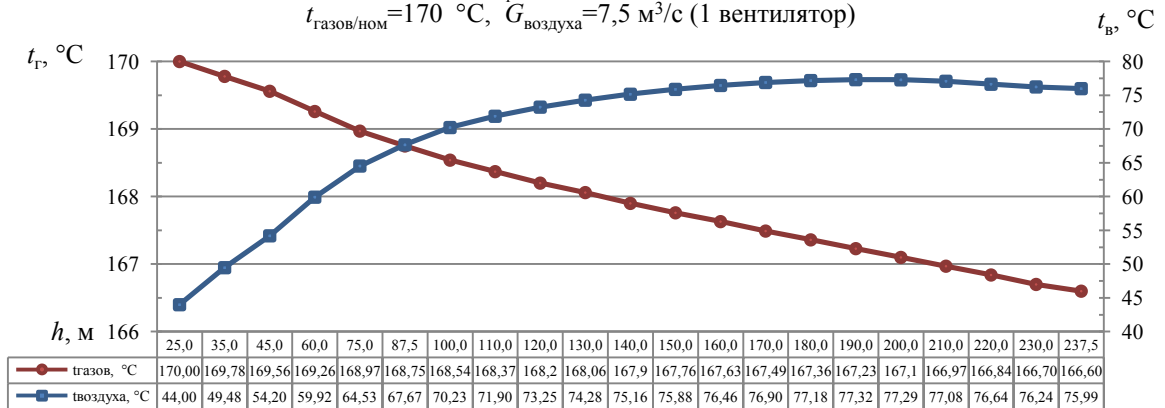


Рис. ПЕ.6. Дымовая труба с воздушным вентилируемым каналом, воздух из которого отводится в атмосферу. $t_{нар.воз} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{во} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_{газов/ном} = 700 \text{ м}^3/\text{с}$, $t_{газов/ном} = 170 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_{воздуха} = 7,5 \text{ м}^3/\text{с}$ (1 вентилятор)

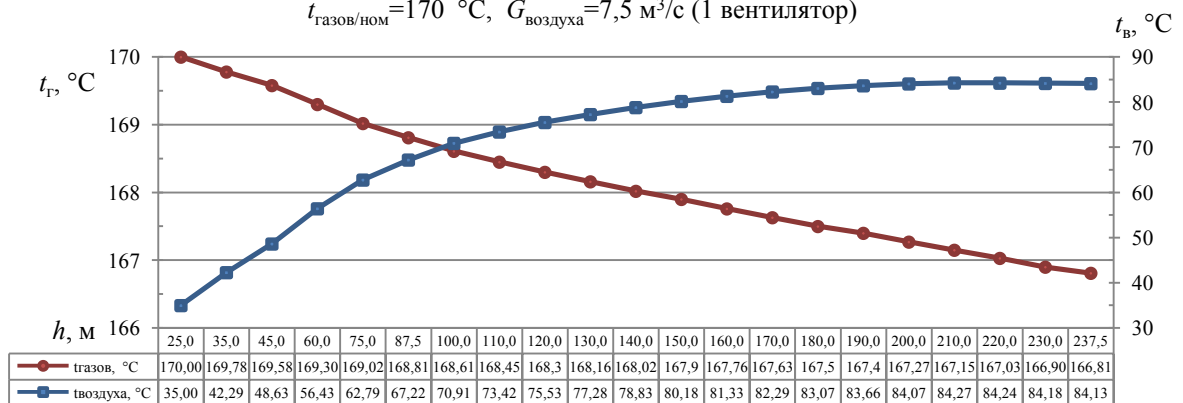


Рис. ПЕ.7. Дымовая труба с воздушным вентилируемым каналом, воздух из которого отводится в атмосферу. $t_{нар.воз} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{во} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{газов/мин} = 400\text{ м}^3/\text{с}$, $t_{газов/мин} = 135\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{воздуха} = 7,5\text{ м}^3/\text{с}$ (1 вентилятор)

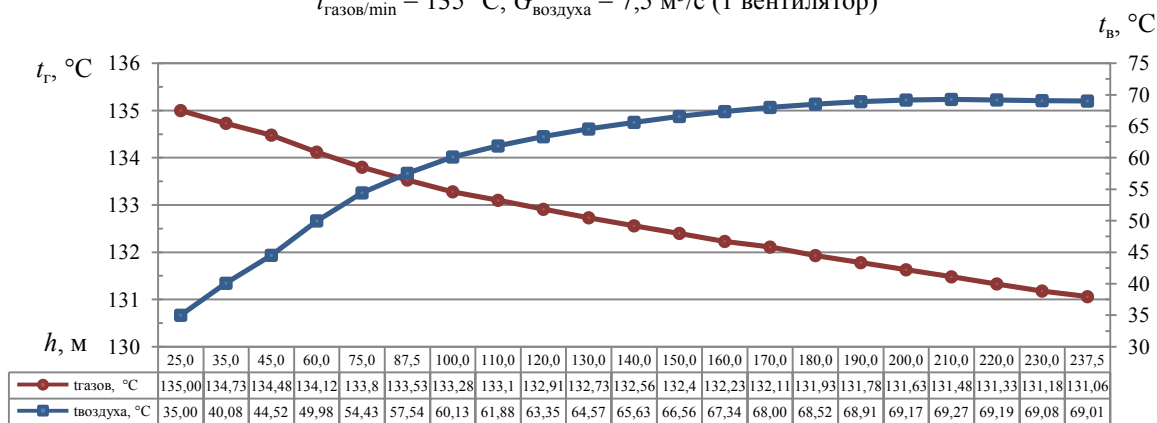


Рис. ПЕ.8. Дымовая труба с восходящим и нисходящим воздушными вентилируемыми каналами, воздух после нисходящего канала направляется в котел. $t_{нар.воз} = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{во} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{газов/мах} = 900\text{ м}^3/\text{с}$, $t_{газов/мах} = 180\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{воздуха} = 7,5\text{ м}^3/\text{с}$ (1 вентилятор)

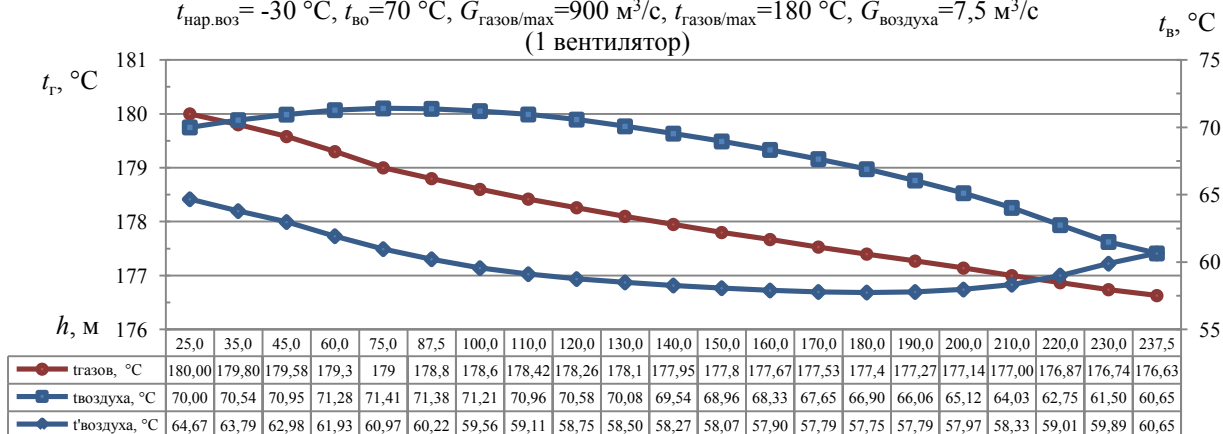


Рис. ПЕ.9. Дымовая труба с восходящим и нисходящим воздушными вентилируемыми каналами, воздух после нисходящего канала направляется в котел. $t_{нар.воз} = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{во} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{газов/ном} = 700\text{ м}^3/\text{с}$, $t_{газов/ном} = 170\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{воздуха} = 7,5\text{ м}^3/\text{с}$ (1 вентилятор)

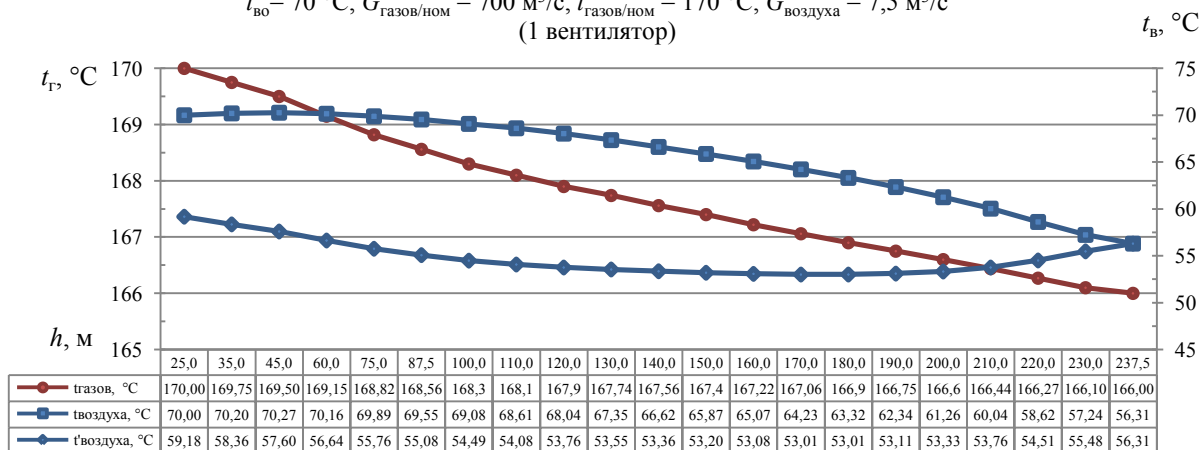


Рис. ПЕ.10. Дымовая труба с восходящим и нисходящим воздушными вентилируемыми каналами, воздух после нисходящего канала направляется в котел. $t_{нар.воз} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{во} = 61\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{газов/ном} = 700\text{ м}^3/\text{с}$, $t_{газов/ном} = 170\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{воздуха} = 7,5\text{ м}^3/\text{с}$ (1 вентилятор)

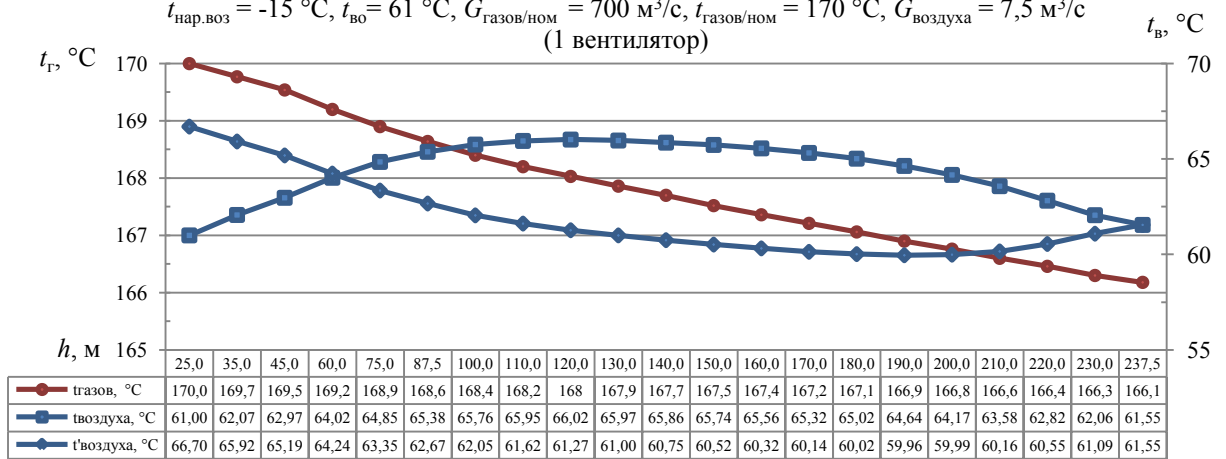


Рис. ПЕ.11. Дымовая труба с восходящим и нисходящим воздушными вентилируемыми каналами, воздух после нисходящего канала направляется в котел. $t_{нар.воз} = -6,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{во} = 56\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{газов/ном} = 700\text{ м}^3/\text{с}$, $t_{газов/ном} = 170\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{воздуха} = 7,5\text{ м}^3/\text{с}$ (1 вентилятор)

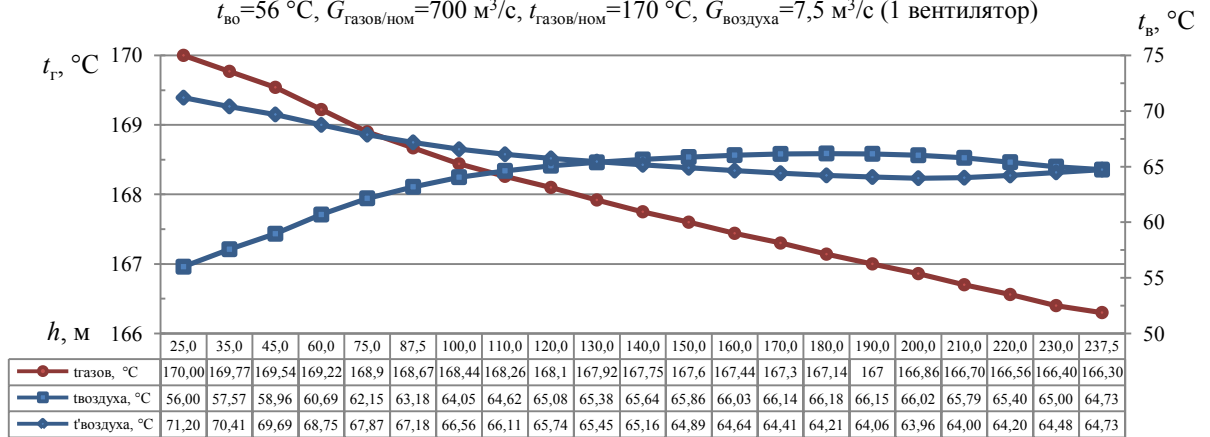


Рис. ПЕ.12. Дымовая труба с восходящим и нисходящим воздушными вентилируемыми каналами, воздух после нисходящего канала направляется в котел. $t_{нар.воз} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{во} = 44\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{газов/ном} = 700\text{ м}^3/\text{с}$, $t_{газов/ном} = 170\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{воздуха} = 7,5\text{ м}^3/\text{с}$ (1 вентилятор)

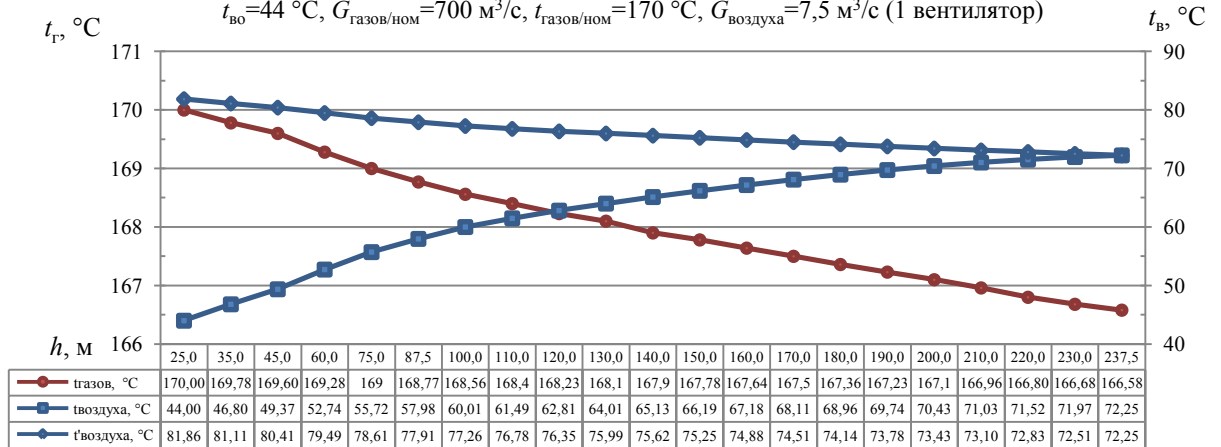


Рис. ПЕ.13. Дымовая труба с восходящим и нисходящим воздушными вентилируемыми каналами, воздух после нисходящего канала направляется в котел. $t_{нар.воз} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{во} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{газов/ном} = 700\text{ м}^3/\text{с}$, $t_{газов/ном} = 170\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{воздуха} = 7,5\text{ м}^3/\text{с}$ (1 вентилятор)

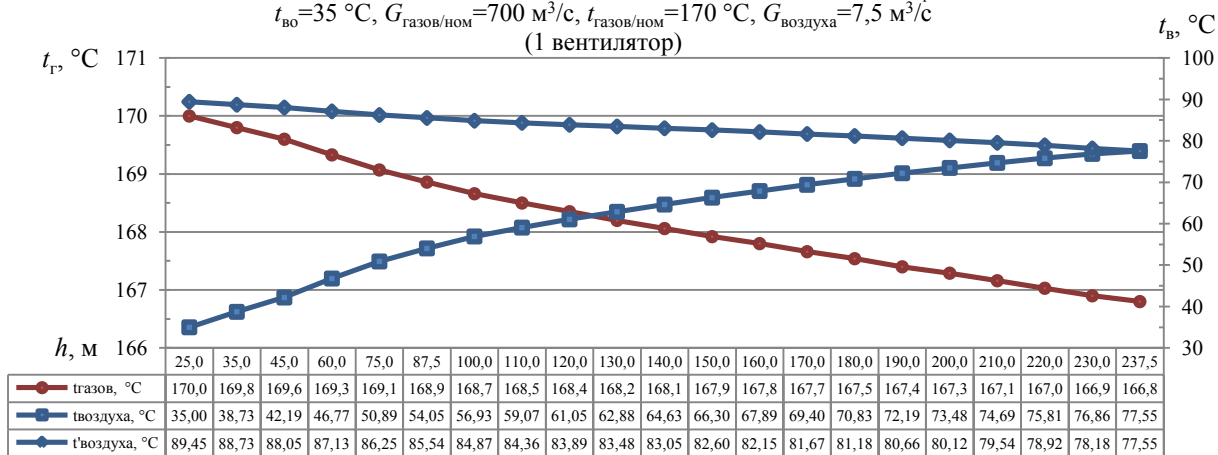


Рис. ПЕ.14. Дымовая труба с восходящим и нисходящим воздушными вентилируемыми каналами, воздух после нисходящего канала направляется в котел. $t_{нар.воз} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{во} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{газов/мин} = 400\text{ м}^3/\text{с}$, $t_{газов/мин} = 135\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{воздуха} = 7,5\text{ м}^3/\text{с}$ (1 вентилятор)

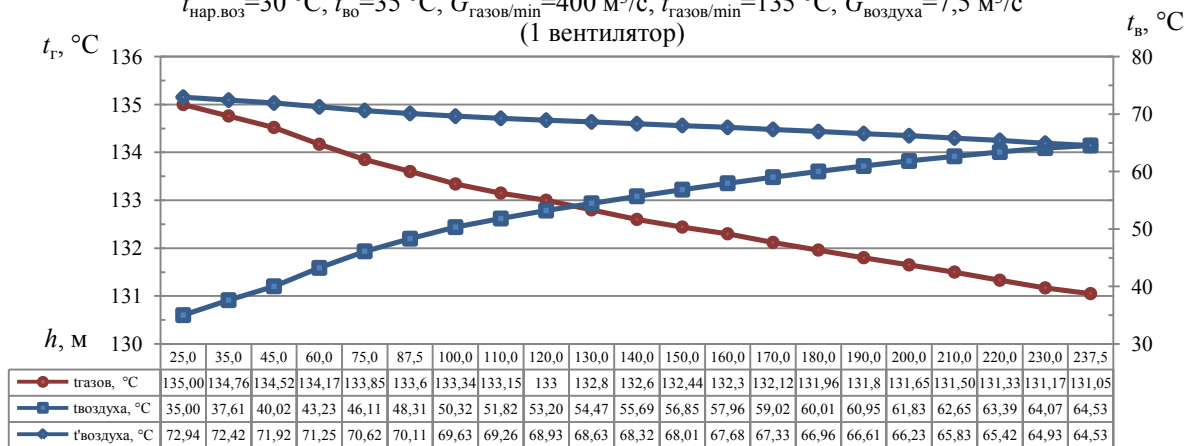


Рис. ПЕ.15. Дымовая труба с восходящим и нисходящим воздушными вентилируемыми каналами, воздух после нисходящего канала направляется в восходящий канал. $t_{нар.воз} = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{газов/мах} = 900\text{ м}^3/\text{с}$, $t_{газов/мах} = 180\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{воздуха} = 7,5\text{ м}^3/\text{с}$ (1 вентилятор)

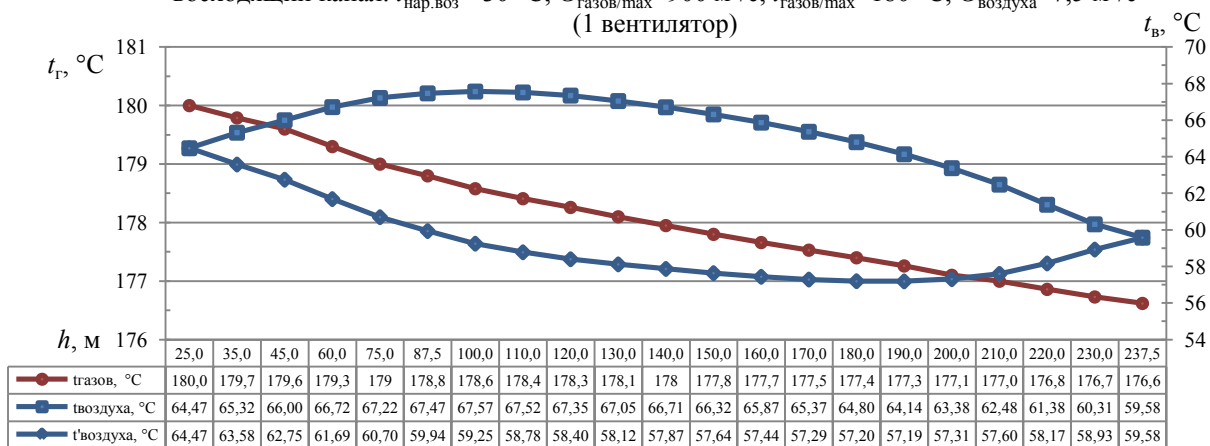


Рис. ПЕ.16. Дымовая труба с восходящим и нисходящим воздушными вентилируемыми каналами, воздух после нисходящего канала направляется в восходящий канал.
 $t_{нар.воз} = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{газов/ном} = 700\text{ м}^3/\text{с}$, $t_{газов/ном} = 170\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{воздуха} = 7,5\text{ м}^3/\text{с}$ (1 вентилятор)

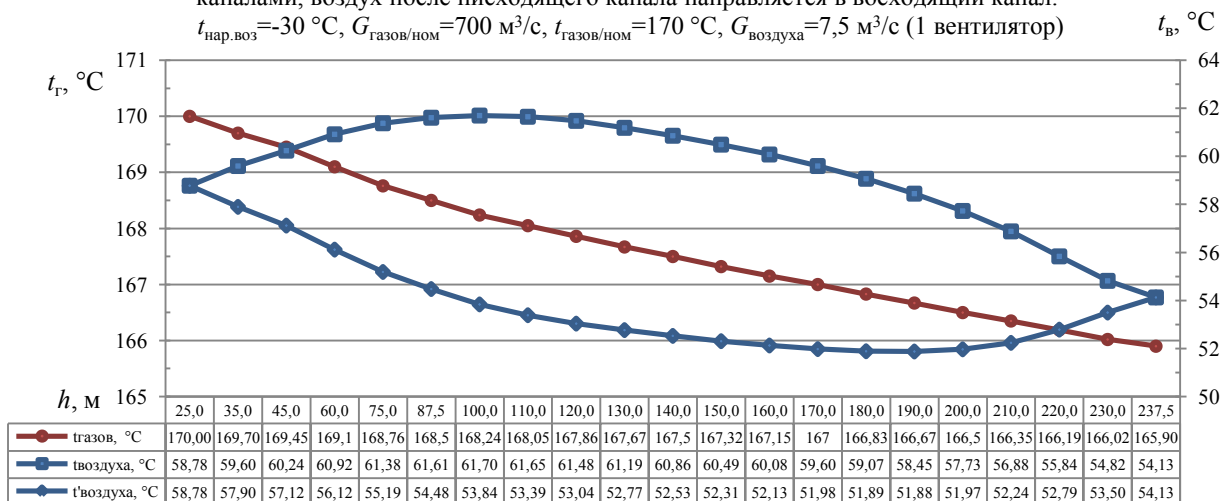


Рис. ПЕ.17. Дымовая труба с восходящим и нисходящим воздушными вентилируемыми каналами, воздух после нисходящего канала направляется в восходящий канал.
 $t_{нар.воз} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{газов/ном} = 700\text{ м}^3/\text{с}$, $t_{газов/ном} = 170\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{воздуха} = 7,5\text{ м}^3/\text{с}$ (1 вентилятор)

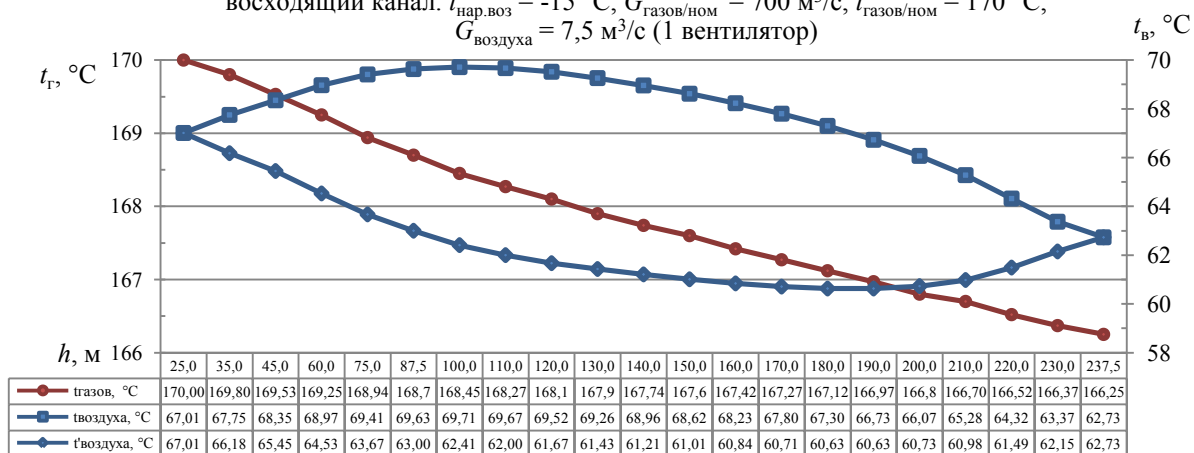


Рис. ПЕ.18. Дымовая труба с восходящим и нисходящим воздушными вентилируемыми каналами, воздух после нисходящего канала направляется в восходящий канал.
 $t_{нар.воз} = -6,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{газов/ном} = 700\text{ м}^3/\text{с}$, $t_{газов/ном} = 170\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{воздуха} = 7,5\text{ м}^3/\text{с}$ (1 вентилятор)

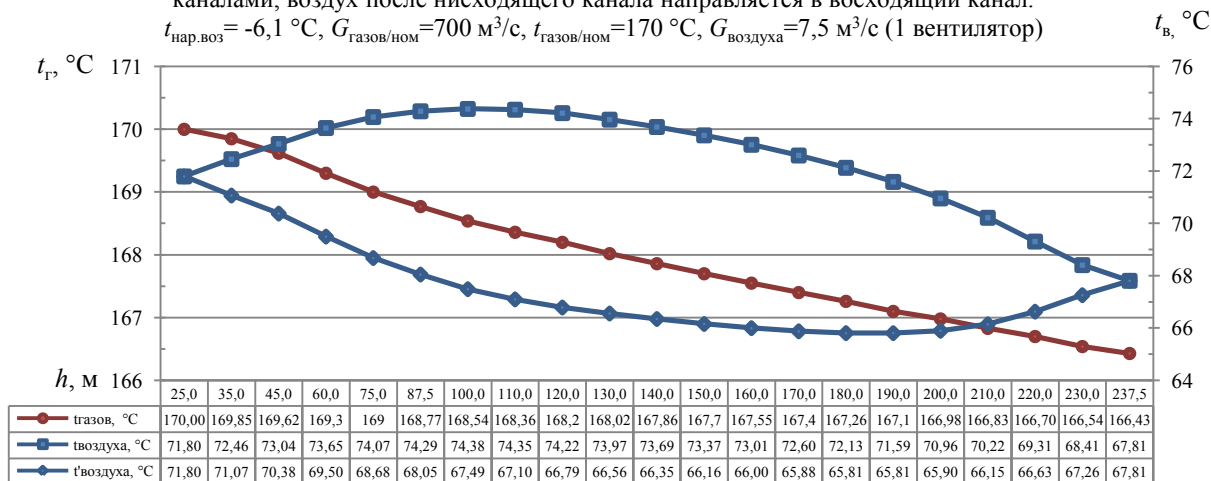


Рис. ПЕ.19. Дымовая труба с восходящим и нисходящим воздушными вентилируемыми каналами, воздух после нисходящего канала направляется в восходящий канал.
 $t_{нар.воз} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{газов/ном} = 700\text{ м}^3/\text{с}$, $t_{газов/ном} = 170\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{воздуха} = 7,5\text{ м}^3/\text{с}$ (1 вентилятор)

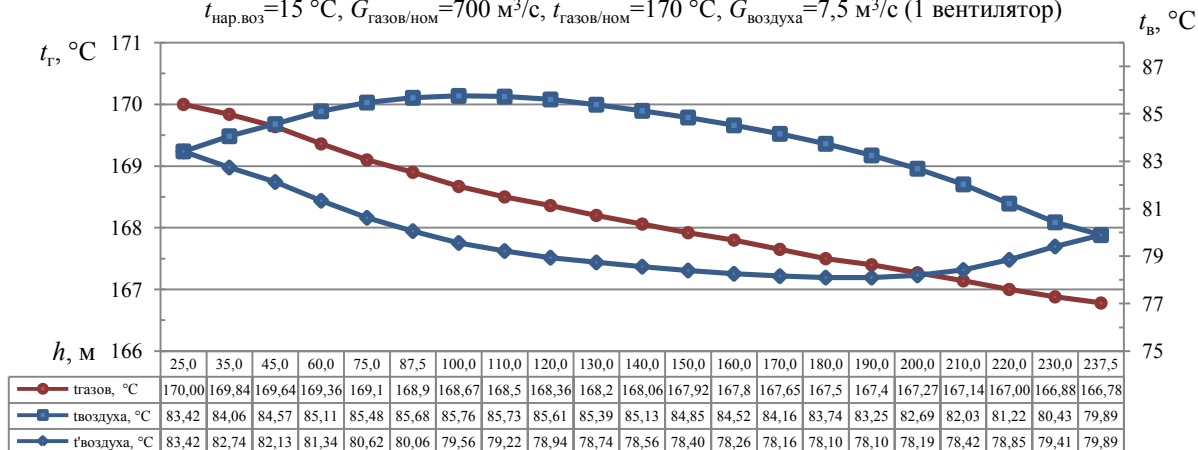


Рис. ПЕ.20. Дымовая труба с восходящим и нисходящим воздушными вентилируемыми каналами, воздух после нисходящего канала направляется в восходящий канал.
 $t_{нар.воз} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{газов/ном} = 700\text{ м}^3/\text{с}$, $t_{газов/ном} = 170\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{воздуха} = 7,5\text{ м}^3/\text{с}$ (1 вентилятор)

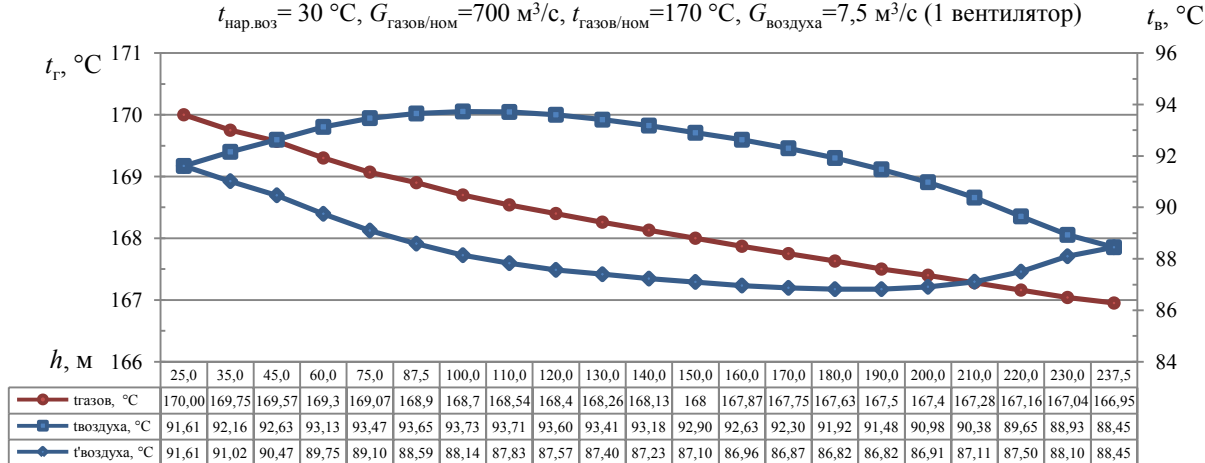
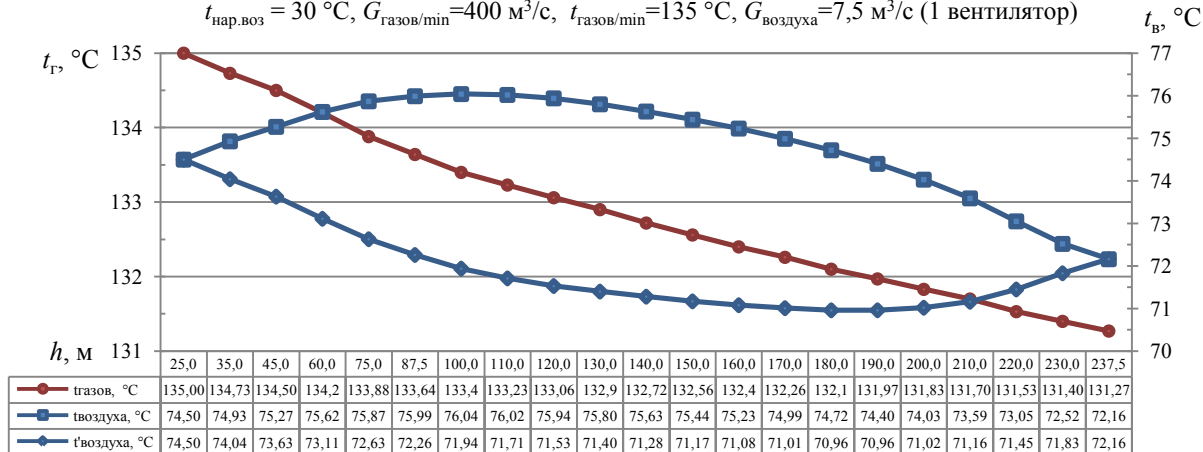


Рис. ПЕ.21. Дымовая труба с восходящим и нисходящим воздушными вентилируемыми каналами, воздух после нисходящего канала направляется в восходящий канал.
 $t_{нар.воз} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{газов/мин} = 400\text{ м}^3/\text{с}$, $t_{газов/мин} = 135\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{воздуха} = 7,5\text{ м}^3/\text{с}$ (1 вентилятор)



**АКТЫ И СПРАВКИ О ВНЕДРЕНИИ И
ИСПОЛЬЗОВАНИИ РЕЗУЛЬТАТОВ
НАУЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ**

СПРАВКА

об использовании результатов научных исследований

Справка дана аспирантке кафедры “Тепловые электрические станции” Самарского государственного технического университета Зиганшиной Светлане Камиловне в том, что на Безымянской ТЭЦ ОАО “Самараэнерго” приняты к внедрению результаты научно-исследовательской работы “Повышение экономичности барабанных котлов ТЭС”, выполненной ею под руководством д.т.н., профессора Кудинова А.А. по х/д № 135 от 12.02.2004 г. “Энергетическое обследование Безымянской ТЭЦ”.

Вид принятых к внедрению результатов научных исследований:

1. Методика расчета потерь теплоносителя и теплоты с непрерывной продувкой барабанных котлов;
2. Способ автоматического регулирования процесса непрерывной продувки барабанного котла по патенту № 2214559.

Область и форма внедрения: котельные установки, оснащенные барабанными котлами, научные исследования.

Социальный эффект: развитие науки и научных исследований; защита водных и земельных ресурсов путем снижения выбросов вредных стоков в окружающую среду.

Эффект от внедрения: экономия органического топлива и водных ресурсов.

Главный инженер
Безымянской ТЭЦ



/Д.В. Гаршин/

26.10.2005 г

СПРАВКА

о внедрении результатов научных исследований

Справка дана аспирантке кафедры «Тепловые электрические станции» Самарского государственного технического университета Зиганшиной Светлане Камиловне в том, что на Ульяновской ТЭЦ-3 внедрены результаты научно-исследовательской работы «Экономия тепловой энергии за счет конденсационных теплоутилизаторов в газифицированных котельных и ТЭЦ», выполненной ею под руководством д.т.н., профессора Кудинова А.А. по х/д Э1-6/94 № государственной регистрации 01940009225.

Вид внедренных результатов научных исследований:

1. Теплоутилизационная установка, выполненная на базе биметаллического калорифера КСк-4-11-02 ХЛЗ, для охлаждения ниже точки росы уходящих продуктов сгорания парового котла ДЕ-10-14 ГМ ст. № 2;

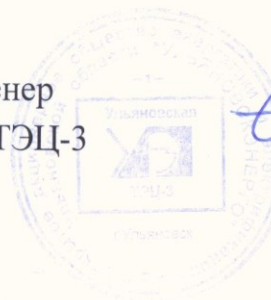
2. Методики и программы теплотехнических расчетов на ПЭВМ конденсационных теплоутилизаторов поверхностного типа и процессов тепло- и массообмена при движении продуктов сгорания в газоотводящих трубах.

Область и форма внедрения: газифицированные котельные установки, научные исследования.

Социальный эффект: развитие науки и научных исследований; охрана окружающей среды за счет снижения выбросов оксидов азота в окружающий воздух.

Эффект от внедрения: экономия тепловой энергии; использование конденсата водяных паров из продуктов сгорания природного газа в системе теплоснабжения ТЭЦ.

Главный инженер
Ульяновской ТЭЦ-3



15.11.2005 г. /С.В. Гужев/

СПРАВКА

об использовании результатов научных исследований

Справка дана к.т.н., доценту кафедры «Тепловые электрические станции» ФГБОУ ВПО «Самарский государственный технический университет» Зиганшиной Светлане Камилловне в том, что на Самарской ТЭЦ приняты к внедрению результаты научно-исследовательской работы «Повышение экономичности котельных установок ТЭС, оснащенных вентилируемыми дымовыми трубами», выполненной по договору № 37/04/135 от 12.02.2004 г. «Проведение обязательных энергетических обследований предприятий - филиалов ОАО «Самараэнерго» в 2002-2005 г.г.».

Вид принятых к внедрению результатов научных исследований:

1. Способ утилизации теплоты вентилируемого воздуха дымовой трубы, заключающийся в его рециркуляции и использовании в котельном агрегате для осуществления процесса горения топлива (патенты №№ 2254428, 2257513, 2299377, 2303198);

2. Методика расчета потерь теплоносителя и теплоты с непрерывной продувкой барабанных котлов и способ автоматического регулирования процесса непрерывной продувки барабанного котла (патенты №№ 2214557, 2214559).

Область и форма внедрения: котельные установки ТЭС, оснащенные барабанными котлами и вентилируемыми дымовыми трубами, научные исследования.

Социальный эффект: развитие науки и научных исследований; защита водных и земельных ресурсов путем снижения вредных стоков в окружающую среду.

Эффект от внедрения: экономия органического топлива и водных ресурсов.

Директор-главный инженер
производственного предприятия
Самарская ТЭЦ
Самарского филиала «Волжская ТГК»



/Д.С. Дудинцев/

09.04.2014 г.

180/411-П

АКТ ВНЕДРЕНИЯ результатов научных исследований

Настоящий АКТ составлен о том, что на Самарской ГРЭС ПАО «Т+» Филиал «Самарский» приняты к внедрению результаты научных разработок по совершенствованию конструкции вакуумно-кавитационного деаэратора подпиточной воды теплосети, установленного на Центральной отопительной котельной Самарской ГРЭС, выполненных сотрудниками кафедры ТЭС ФГБОУ ВПО «Самарский государственный технический университет» к.т.н., доцентом Зиганшиной Светланой Камилловной, к.т.н., доцентом Денисовым Игорем Николаевичем, аспиранткой Борисовой Натальей Владимировной под руководством д.т.н., профессора Кудинова А.А.

Вид принятых к внедрению результатов научных исследований

1. Вакуумно-кавитационный деаэратор подпиточной воды теплосети, оснащенный отражательным экраном, установленным в паровом пространстве корпуса деаэратора на пути движения потока кипящей деаэрируемой воды (Патент РФ № 2476767).
2. Вакуумно-кавитационный деаэратор подпиточной воды теплосети, оснащенный ступенчатой камерой Эйфеля, установленной между диффузорным участком сопла переменного поперечного сечения и корпусом деаэратора (Патент РФ № 2488741).
3. Способ автоматического регулирования процесса деаэрации обрабатываемой воды, основанный на регулировании расхода перегретой воды, подаваемой через коническое сопло, в зависимости от скорости движения пароводяного потока в цилиндрическом участке сопла переменного поперечного сечения и содержания растворенного кислорода в деаэрированной воде на выходе из деаэратора (Патент РФ № 2450976).

Внедрение научных разработок позволит улучшить воднохимический режим и повысить срок службы оборудования и трубопроводов котельных установок и тепловых сетей вследствие снижения кислородной коррозии металла за счет стабильно низкого содержания кислорода в деаэрированной воде, не превышающего 20 мкг/дм³.

Приложение:

1. Патент на изобретение № 2476767 (RU). МПК⁷ F 22 D 1/50. Деаэратор перегретой воды / Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Борисова Н.В. // Изобретения. Полезные модели. 2013, № 6. 5 с.
2. Патент на изобретение № 2488741 (RU). МПК⁷ F 22 D 1/50. Деаэратор перегретой воды / Кудинов А.А., Денисов И.Н., Зиганшина С.К. // Изобретения. Полезные модели. 2013, № 21. 6 с.
3. Патент на изобретение № 2450976 (RU). МПК⁷ C 02 F 1/20. Деаэратор перегретой воды / Зиганшина С.К., Кудинов А.А., Борисова Н.В. // Изобретения. Полезные модели. 2012, № 14. 8 с.

Директор- главный инженер
Самарская ГРЭС
филиала «Самарский» ПАО «Т Плюс»

Начальник ПТО Самарской ГРЭС



Гаршин Д.В.

Манжасин Е.А.

15.05.2014г.

СПРАВКА об использовании результатов научных исследований

Справка дана к.т.н., доценту Зиганшиной С.К., аспиранту Губареву А.Ю. ФГБОУ ВПО «Самарский государственный технический университет» в том, что на Новокуйбышевской ТЭЦ-2 приняты к внедрению результаты научно-исследовательской работы «Повышение эффективности работы энергетических котельных установок путем совершенствования конструкций вращающихся регенеративных воздухоподогревателей», выполненной по Договорам:

№ 181/08/НК ТЭЦ-2 187-2008 «Испытание тепловой изоляции и составление паспорта тепловой изоляции энергетического котла ТГМ-84 НК ТЭЦ-2» от 21 апреля 2008 г., № 386/12 (7600-ФА 054/02-014/0017-2012) «Испытание тепловой изоляции и составление паспорта тепловой изоляции энергетического котла ТГМ-84 ст. № 5 и паровой турбины ПТ-6О-130/13 ст. № 5 НК ТЭЦ-2» от 04 октября 2012г.

Научный руководитель работы заведующий кафедрой «Тепловые электрические станции» Самарского государственного технического университета д.т.н., профессор Кудинов А.А.

Вид принятых к внедрению результатов научных исследований:

1. Вращающийся регенеративный воздухоподогреватель в форме усеченного конуса (Патент Российской Федерации на изобретение № 2241907);
2. Вращающийся двухпоточный регенеративный воздухоподогреватель (Патент Российской Федерации на изобретение № 2269062);
3. Методики и программы для ПК теплового и аэродинамического расчетов вращающегося регенеративного воздухоподогревателя в форме усеченного конуса и вращающегося двухпоточного двухходового регенеративного воздухоподогревателя.

Область и форма внедрения: котельные установки тепловых электрических станций, оснащенные вращающимися регенеративными воздухоподогревателями, научные исследования.

Социальный эффект: развитие науки и научных исследований, защита окружающей среды путем снижения вредных выбросов за счет повышения эффективности использования топлива.

Эффект от внедрения: экономия органического топлива, тепловой энергии, капитальных и эксплуатационных затрат.

Директор- главный инженер
Новокуйбышевской ТЭЦ-2



С.Г. Чуйков

18.10.2016 г.



Филиал «Самарский»
 ПАО «Т Плюс»
 ул. Маяковского, 15,
 г. Самара, 443100

Тел.: (846) 279-63-51, 332-34-35
 Факс: (846) 242-43-94
 info-samara@tplusgroup.ru
 www.tplusgroup.ru

03.05.2017 № 5400-10-04301

на № _____ от _____

СПРАВКА об использовании результатов научных исследований

Справка дана к.т.н., доценту Зиганшиной С.К., аспиранту Хусаинову К.Р. ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет» в том, что в филиале «Самарский» ПАО «Т Плюс» рассмотрены результаты научно-исследовательской работы «Повышение эффективности парогазовой ТЭС за счет промежуточного перегрева водяного пара», выполненной в рамках Госбюджетной научно-исследовательской работы кафедры «Тепловые электрические станции» СамГТУ по теме: «Совершенствование тепломеханического оборудования тепловых электрических станций и систем теплоснабжения».

Научный руководитель работы – заведующий кафедрой «Тепловые электрические станции» Самарского государственного технического университета, д.т.н., профессор Кудинов А.А.

На основании рассмотрения филиал «Самарский» ПАО «Т Плюс» рекомендует к внедрению результаты работы.

Вид рекомендованных к внедрению результатов научных исследований:

1. Способы работы парогазовой установки электростанции с вторичным перегревом водяного пара в промежуточном пароперегревателе, расположенном в хвостовой части котла-утилизатора после камеры дополнительного сжигания топлива и в воздухоохладителе турбокомпрессора ГТУ (патент на изобретение РФ № 2611138; положительное решение от 13.02.2017 г. о выдаче патента на изобретение РФ по заявке № 2016105066 от 15.02.2016 г.);

2. Тепловая схема парогазовой установки электростанции утилизационного типа с промежуточным перегревом водяного пара в камере сгорания газотурбинной установки (патент на изобретение РФ № 2605879).

3. Методика теплового расчета двухконтурной парогазовой установки утилизационного типа с промежуточным перегревом водяного пара в котле-утилизаторе, воздухоохладителе турбокомпрессора и камере сгорания ГТУ.

Область и форма внедрения: парогазовые установки тепловых электрических станций конденсационного типа, научные исследования.

Социальный эффект: развитие науки и научных исследований, защита окружающей среды путем снижения вредных выбросов за счет повышения эффективности использования органического топлива.

Эффект от внедрения: экономия органического топлива и тепловой энергии.

Главный инженер



(Handwritten signature in blue ink)

А.А. Гришатов



Самарская ТЭЦ
Филиал «Самарский» ПАО «Т Плюс»

19.11.2018 г. № 51104-11-00800А

РФ, Самарская область, г. Самара,
ул. Карла Маркса, 495
Самарская ТЭЦ

АКТ ВНЕДРЕНИЯ результатов научных исследований

Настоящий АКТ составлен о том, что на Самарской ТЭЦ филиала «Самарский» ПАО «Т Плюс» проведена модернизация вакуумного струйно-барботажного горизонтального деаэрата ДВ-800 конструкции НПО ЦКТИ-СЗЭМ, что позволило повысить производительность деаэрата и улучшить воднохимический режим оборудования и трубопроводов ТЭЦ и тепловых сетей за счет стабильно низкого содержания кислорода в деаэрированной воде, не превышающего 40 мкг/дм³. Работа выполнена по НИОКР № 569 СамГТУ от 08.04.2008 г. № 462/815000313 ОАО «СПРП» от 25.03.2008 г. «Исследование режимов работы вакуумных деаэраторов сетевой воды Самарской ТЭЦ с целью увеличения их производительности и улучшения ВХР». Руководитель работы: заведующий кафедрой ТЭС ФГБОУ ВПО «Самарский государственный технический университет», доктор технических наук, профессор Кудинов Анатолий Александрович, исполнители работы от СамГТУ: кандидат технических наук, доцент кафедры ТЭС Зиганшина Светлана Камилловна; аспирант кафедры ТЭС Обухов Дмитрий Владимирович. Результаты работы запатентованы.

Вид внедренных результатов научных исследований: деаэратор вакуумный горизонтального типа производительностью 800 т/ч на основе серии ДВ конструкции НПО ЦКТИ-СЗЭМ для удаления коррозионно-агрессивных газов (кислорода и свободной углекислоты) из подпиточной воды тепловой сети на ТЭЦ и в котельных установках.

Области и форма внедрения: тепловые электрические станции, котельные установки систем теплоснабжения, оснащенные вакуумными деаэраторами, научные исследования.

Социальный эффект: развитие науки и научных исследований, уменьшение загрязнения воды продуктами, выделяемыми с кислородной коррозией.

Экономический эффект от внедрения заключается в повышении срока службы теплообменного оборудования и трубопроводов тепловой электростанции и системы теплоснабжения вследствие снижения кислородной коррозии металла и составляет более 5 млн. руб. в год.

Приложение: Патент 2558109 (RU). МПК⁷ С 02 F 1/20. Вакуумный деаэратор / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина; заявитель и патентообладатель: Самарск. гос. техн. ун-т. – № 2014102074/05; заявл. 22.01.2014; опубл. 27.07.2015. Бюл. № 21. – 8 с.

Директор- главный инженер
Самарской ТЭЦ филиала «Самарский»
ПАО «Т Плюс»

Начальник ПТО Самарской ТЭЦ

Начальник Котлотурбинного цеха
Самарской ТЭЦ



С.Н. Туров

А.В. Соляков

И.А. Станкин

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе
ФГБОУ ВО «Самарский государственный
технический университет»



_____ О.В. Юсупова

_____ декабря 2018 г.

А К Т

внедрения в учебный процесс ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет» результатов диссертационной работы кандидата технических наук, доцента Зиганшиной Светланы Камиловны

В учебном процессе при чтении лекций, проведении практических занятий по дисциплинам «Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях», «Водоподготовка» для студентов направления подготовки 13.03.01 - Теплоэнергетика и теплотехника и «Современные технологии подготовки воды и топлива на тепловых электростанциях» для магистрантов направления подготовки 13.04.01 - Теплоэнергетика и теплотехника, в курсовом и дипломном проектировании, организации научно-исследовательской работы студентов и магистрантов на кафедре «Тепловые электрические станции» СамГТУ доцентом Зиганшиной С.К. используются результаты научных исследований, включенные в состав ее докторской диссертации: методики и программы теплового и технико-экономического расчетов на ПЭВМ конденсационных теплоутилизаторов и процессов тепло- и массообмена при движении продуктов сгорания в газоотводящих трубах; запатентованные технологии предварительного подогрева дутьевого воздуха котлов и утилизации теплоты вентилируемого воздуха газоотводящих труб тепловых электростанций; методика экономического расчета потерь теплоносителя и теплоты с непрерывной продувкой и запатентованный способ регулирования расхода воды непрерывной продувки барабанного котла; запатентованные технические решения по совершенствованию конструкций вакуумного струйно-барботажного деаэрата типа ДВ конструкции НПО ЦКТИ-СЗЭМ и вакуумно-кавитационного деаэрата подпиточной воды теплосети; результаты обследования котельных установок теплоэнергетических объектов; научно-технические решения по совершенствованию тепловых схем парогазовых ТЭС путем отвода уходящих газов котлов в атмосферу через вытяжную башню градирни и промежуточного перегрева водяного пара.

Декан Теплоэнергетического
факультета

Председатель методического совета
Теплоэнергетического факультета



_____ К.В. Трубицын

_____ Ю.Н. Горбунова