

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»
Политехнический институт
Заочный факультет
Кафедра промышленной теплоэнергетики
Направление подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Рецензент, директор ООО БТС

Заведующий кафедрой, к.т.н., доц.

А.А. Тангаев

К.В. Осинцев

« ____ » _____ 2017 г.

« ____ » _____ 2017 г.

М.П.

**РАЗРАБОТКА ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ
СЕВЕРО-ЗАПАДНОЙ ЧАСТИ Г.БИРСК РЕСПУБЛИКИ БАШКОРТОСТАН**

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ МАГИСТРА
ПО ПРОГРАММЕ МАГИСТРАТУРЫ
«ОПТИМИЗАЦИЯ ТОПЛИВОИСПОЛЬЗОВАНИЯ В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ»

ЮУрГУ–13.04.01.2017.213.01 ПЗ ВКР

Руководитель магистерской программы:
д.т.н., профессор

_____ Е.В. Торопов
« ____ » _____ 2017 г.

Научный руководитель:
к.т.н., доцент

_____ Л.Е. Лымбина
« ____ » _____ 2017 г.

Автор работы
студент группы ПЗ-389 .

_____ М.Ю. Гуртяков
« ____ » _____ 2017 г.

Челябинск 2017

АННОТАЦИЯ

Гуртяков М. Ю. Разработка источника теплоснабжения северо-западной части города Бирска Республики Башкортостан. – Челябинск: ЮУрГУ, Э; 2017, 109 с., 5 ил., 30 табл., библиогр. список - 45 наим., 5 листов чертежей ф. А1, 1 лист демонстрационный экономической части ф. А1.

Выпускная квалификационная работа посвящена разработке источника теплоснабжения.

Состоит из введения, 10 глав, заключения и библиографического списка.

В главе 1 дано обоснование увеличения потребности в тепловой энергии, поставляемой городу и актуальность разработки источника теплоснабжения. В главе 2 выполнен обзор литературных источников. В главе 3 сравнивается отечественное и зарубежное оборудование. В главе 4 произведены расчёты тепловых нагрузок, подобрано основное и вспомогательное оборудование. В главе 5 научной части рассмотрена идентификация параметров математической модели тепломассообменных процессов в контактно теплообменнике. В главе 6 определены энергосберегающие технологии. В главе 7 рассматривается автоматизация тепломеханического оборудования. В главе 8 рассчитана концентрация вредных выбросов в атмосферу. Произведён расчёт и выбор дымовой трубы. В главе 9 определены мероприятия по технике безопасности, охране труда, электро- и противопожарной безопасности. В главе 10 определены технико-экономические показатели котельной.

Графическая часть выполнена с применением AutoCAD 2013 – системы автоматизированного проектирования на 6 листах формата А1.

13.04.01.2017.213.01 ПЗ

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					
Студент	Гуртяков М.Ю.				<i>Разработка источника теплоснабжения северо- западной части г.Бирск Республика Башкортостан.</i>	Лит.	Лист	Листов	
Руковод.	Лымбина Л.Е.					В	К	Р	109
Н. Конт.	Лымбина Л.Е.					ЮУрГУ Кафедра промышленной теплоэнергетики			
Зав. каф.	Осинцев К.В.								

ГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
1 ОБОСНОВАНИЕ И АКТУАЛЬНОСТЬ РАЗРАБОТКИ ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ	8
2 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ	11
3 СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННОГО И ЗАРУБЕЖНОГО ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ КОТЕЛЬНОЙ	14
4 РАЗРАБОТКА ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ	20
4.1 Расчёт тепловой мощности котельной.....	20
4.2 Расчет температурного графика и расходов сетевой воды	22
4.2.1 Расчет температур сетевой воды	22
4.2.2 Расчет расходов сетевой воды	25
4.3 Выбор основного оборудования. Тепловой расчет Жаротрубно-дымогарного котла Polykomp КУН 19	26
4.4 Выбор вспомогательного оборудования	44
5 НАУЧНАЯ ЧАСТЬ. ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В КОНТАКТНОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ	48
5.1 Математическая модель контактного теплообменника.....	51
5.2 Расчет контактного теплообменника с активной насадкой	57
6 ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ	61
7 КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ, ЗАЩИТА И АВТОМАТИКА КОТЕЛЬНОЙ	64
8 ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ	70
8.1 Расчёт концентрации вредных выбросов	70
8.2 Расчёт максимальной приземной концентрации выбросов из дымовой трубы и выбросов окислов азота	71
8.3 Расчёт минимальной высоты дымовой трубы	72
8.4 Сточные воды	76
9 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ И ОХРАНЫ ТРУДА	78
9.1 Выявление опасных и вредных производственных факторов	78
9.2 Нормирование факторов рабочей среды и трудового процесса. Организация мероприятий защиты	79
9.3 Световая среда	80

										Лист
										7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ					

9.4 Виброакустические факторы	81
9.5 Тяжесть и напряжённость трудового процесса	82
9.6 Безопасность производственных процессов и оборудования	82
10 ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ НА ПРЕДПРИЯТИИ	86
10.1 Исходные данные	86
10.2 Топливо - природный газ	86
10.3 Дизельное топливо	89
10.4 SWOT-анализ технических решений	90
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	92
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	93
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Спецификация к тепловой схеме котельной	97

						<i>Лист</i>
					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	8
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

ВВЕДЕНИЕ

Возросшие цены на энергоресурсы увеличивают стоимость на энергоносители. Основные направления выхода из сложившейся ситуации это: создание малых котельных, использование местных топливных ресурсов, модернизация существующих котельных.

В советское время большие котельные, которые строили для крупных предприятий, стали нерентабельны. Устаревшие котлы и сопутствующее оборудование требуют постоянного обслуживания и больших затрат из-за чего надежность теплоснабжения падает.

Удобные, автоматизированные котельные пришли на смену, которые имеют более дешевую окупаемость и себестоимость, отпускаемой теплоты.

Применение небольших котельных возможно для производственных и жилых помещений. Разнообразный диапазон мощности позволяет обеспечить теплом школы, садики и целые микрорайоны. Современные котельные требуют меньшего количества персонала, большинство оборудования автоматизировано и управляется компьютером.

В выпускной квалификационной работе была осуществлена разработка источника теплоснабжения, водогрейной газовой котельной № 5 для северо-западной части г. Бирск Республики Башкортостан в связи с выработкой ресурсов старой котельной № 9 и увеличением застраиваемых площадей города и увеличением потребности воды на нужды отопления, вентиляции и ГВС.

Цель выпускной квалификационной работы является разработка источника теплоснабжения для северо-западной части г. Бирск Республики Башкортостан, расчет и выбор вспомогательного оборудования проектируемой котельной мощностью 93 МВт. Подобрано вспомогательное оборудование: сетевые, питательные, подпиточные насосы, экономайзеры, теплообменники, водоподготовительная установка – установка полной деаэрации воды.

Для реализации цели было проведено сравнение современного котельного оборудования отечественного и зарубежного производства. В результате проведенного теплового расчёта было подобрано 5 трехходовых жаротрубно-дымогарных котлов Polykomp КУН 19 мощностью 19000 кВт.

Система отопления закрытая двухтрубная. Расчетный температурный график работы 130/70 °С.

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		9

1 ОБОСНОВАНИЕ И АКТУАЛЬНОСТЬ РАЗРАБОТКИ ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В связи с расширением жилого массива северо-западного района города Бирск возникла потребность в тепловой энергии. В результате расчёта тепловых нагрузок по укрупнённым показателям было определено, что для обеспечения микрорайонов теплом на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения требуется тепловая мощность 93 МВт. Прокладывать тепловые сети от самой близко расположенной ТЭЦ не целесообразно ввиду большой удалённости и больших требуемых нагрузок. Общая установленная мощность котельной 96 МВт.

Предполагается установка 5 водогрейных котлов КУН мощностью 19000 кВт. Котельные агрегаты Polykomp КУН 19 зарекомендовали себя как надёжное, энергоэффективное оборудование с КПД около 95%. Водогрейные котлы оборудуются автоматическими комбинированными горелками АКН-МЕ с электронной связью топливо-воздух для сжигания газообразного топлива и экстра легкого топочного масла, которые работают на газе и дизельном топливе (резервное топливо).

Проектом разработана двухконтурная тепловая схема работы котельной. Первичный контур – котлы – теплообменники. Параметры теплоносителя в первичном контуре 130/70 °С. Циркуляцию воды в первичном контуре обеспечивают насосы GRUNDFOS 40-180F, установленные на входе теплоносителя в котёл.

Параметры теплоносителя во вторичном контуре 90/70 °С. Циркуляцию во вторичном контуре обеспечивают сетевые насосы GRUNDFOS UPS 32-20F, установленные на выходе теплоносителя из котельной.

В котельной установлено 5 пластинчатых теплообменников сетевого контура ALFA-LAVAL MX25-MFG. Для максимального использования теплоты сгорания газов на газовоздушном тракте котлов установлены экономайзеры ООВ 19, циркуляция теплоносителя через которые осуществляется отдельными циркуляционными насосами GRUNDFOS 40-180F.

Подпитка котлового контура реализована перетоком теплоносителя из сетевого контура по перемычке с редуцирующим клапаном. Избыток воды от температурного расширения теплоносителя в котловом и сетевом контуре сбрасывается в открытый расширительно-подпиточный бак емкостью 25 м³, из

									Лист
									10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ				

которого, в случае необходимости подпитки вода насосом закачивается обратно через установку химического обескислороживания в сетевой контур.

Восполнение утечек теплофикационной воды в системе осуществляется подпиточной водой, которая подается химочищенной после водоподготовки, работающей по схеме двухступенчатого Na-катионирования с включением на регенерацию по расходу.

Между ступенями химводоподготовки устанавливается накопительный бак емкостью 50 м³. Емкость бака подобрана исходя из часового запаса воды для подпитки. Для удаления из воды растворенного кислорода предусмотрена установка полной деаэрации воды WSM-V. Подпиточная вода перед поступлением в деаэрационный модуль предварительно подогревается до 55 °С в теплообменнике (подключенным параллельно с сетевыми теплообменниками) теплоносителем котлового контура.

Для уменьшения тепловых потерь и обеспечения требований техники безопасности предусмотрена тепловая изоляция поверхностей с температурой выше 45 °С. В качестве основного теплоизоляционного материала для газопроводов и паропроводов приняты теплоизоляционные материалы из минеральной ваты. Покрытие металлическое – стальные листы. Для трубопроводов в качестве основного теплоизоляционного материала приняты теплоизоляционные покрытия фирмы «Armaflex», изготавливаемые из высококачественного вспененного полиэтилена с закрытой ячеистой структурой. Использован трубчатый и листовой материал. Расчётная требуемая толщина изоляции значительно меньше, чем при традиционно применяемых материалах.

Устройства автоматики (менеджер горения) смонтированы в шкафу автоматики горелки. Менеджер горения управляет всеми циклами работы горелки. При возникновении аварийной ситуации, автоматика отключает горелку.

Система управления и диспетчеризации котельной реализована при помощи системы децентрализованной периферии ET200S и контроллера S7-300 фирмы "SIEMSENS". За работой котельной оператор следит с помощью персонального компьютера, установленного в помещении оператора.

Погодозависимая система управления управляет каскадом котлов в зависимости от температуры наружного воздуха. Все шкафы управления объединены между собой с помощью шины PROFIBUS. Для автоматического отключения топлива при сигнале загазованности помещения котельной и отключении электроэнергии предусмотрен клапан электромагнитный

										Лист
										11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ					

предохранительно-запорный. Для дизельного топлива предусмотрен отсечной соленоидный клапан.

Авария и превышение концентрации CO и CH₄ в рабочей зоне котельной извещается звуковым и световым сигналом в помещении оператора котельной. Системы приточной и вытяжной вентиляции при пожаре выключаются.

Котельная работает с постоянным присутствием обслуживающего персонала. Поэтому в помещении оператора предусматривается следующая светозвуковая сигнализация: остановки котла (при срабатывании защиты); причины срабатывания защиты; понижения температуры и давления жидкого топлива в общем трубопроводе к котлам; повышения и понижения давления газа; понижения давления воды в питательной магистрали; понижения и повышения давления воды в обратном трубопроводе тепловой сети; повышения и понижения уровня жидкого топлива в резервуарах; неисправности оборудования установки для снабжения котельной жидким топливом [1].

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						12
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

2 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ

Начнём обзор с Распоряжения Правительства РФ «Энергетическая стратегия России на период до 2030 года». Стратегия направлена на эффективное использование природных энергетических ресурсов и потенциала энергетического сектора для устойчивого роста экономики, повышения качества жизни населения страны и содействия укреплению ее внешнеэкономических позиций [2].

Положения настоящей Стратегии используются при разработке и корректировке программ социально-экономического развития, энергетических стратегий и программ субъектов Российской Федерации, комплексных программ по энергетическому освоению регионов Восточной Сибири и Дальнего Востока, Северо-Западного региона России, полуострова Ямал и континентального шельфа Российской Федерации, при разработке и корректировке генеральных схем развития отдельных отраслей топливно- энергетического комплекса, программ геологического изучения регионов страны, при подготовке и корректировке параметров инвестиционных программ и крупных проектов компаний энергетического сектора.

Немаловажным документом является «Основы государственной политики в области экологического развития Российской Федерации на период до 2030 года» [3]. Основными задачами государственной политики в документе признаны: внедрение экологически эффективных инновационных технологий, предотвращение и снижение текущего негативного воздействия на окружающую среду; восстановление нарушенных естественных экологических систем; обеспечение экологически безопасного обращения с отходами и другие.

С целью создания правовых, экономических и организационных основ стимулирования энергосбережения и повышения энергетической эффективности Государственной Думой РФ был принят закон «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности» [4].

Правовое регулирование в области энергосбережения и повышения энергетической эффективности основывается на следующих принципах: эффективное и рациональное использование энергетических ресурсов; поддержка и стимулирование энергосбережения и повышения энергетической эффективности; системность и комплексность проведения мероприятий по энергосбережению и повышению энергетической эффективности; планирование энергосбережения и повышения энергетической эффективности; использование

энергетических ресурсов с учетом ресурсных, производственно-технологических, экологических и социальных условий.

В выпускной квалификационной работе для описания раздела энергосбережение было задействовано «Справочное издание – Хрестоматия энергосбережения» В 2-х книгах. Книга 2 В.Г. Лисиенко [29].

Выпускная квалификационная работа выполнена на основании нормативно технической литературы ГОСТ, СП, СНиП: энергосбережение [5]; опасные и вредные производственные факторы [6]; общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны [7]; шум, общие требования безопасности [8]; вибрационная безопасность [9]; электробезопасность, общие требования и номенклатура видов защиты [10]; пожарная безопасность [11]; гигиенические требования к микроклимату производственных помещений [12]; нормы проектирования, естественное и искусственное освещение [14]; тепловые сети [15]; строительная климатология [16]; котельные установки [17]; определение категории помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности [18].

Основными источниками для расчетов и подбора оборудования послужили известные методики расчетов жаротрубно-дымогарного котла авторов: Лумми, А.П., В.А. Мунц [29], нормативный метод расчета котельных агрегатов [32], расчёт тепловых схем источников теплоснабжения промышленных предприятий, изложенный в книге В. В. Кирилловым [27], методики расчетов тепловых сетей и их источников в книге Е.Я. Соколова [33].

В книге Л.А. Коршуновой, Н.Г. Кузьминой; П.Л. Виленского предложена оценка эффективности инвестиционных проектов Основой для выполнения экономико-управленческой части выпускной квалификационной работы использовано учебное пособие А.А. Алабугин, Р.А. Алабугина [19]. Вся исходная информация об основном и вспомогательном оборудовании: параметры, размеры, характеристики, была принята из документации, проектируемой котельной; с официальных сайтов промышленных предприятий, специализирующихся на разработке теплотехнического оборудования, на основании каталогов «Технические характеристики жаротрубных водогрейных котлов ТЕРМОТЕХНИК серии ТТ100.» «Технические характеристики водотрубных котлов КВ-ГМ-11,63-115Н.» – «Документация для проектирования жаротрубных водогрейных котлов Polysomp KUH 19/8/4».

										Лист
										14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.04.01.2017.213.01 ПЗ

В работе авторов С.И. Боровик, Л.М. Кисилёва, И.С. Окраинская и др. даны рекомендации по безопасности жизнедеятельности и охране труда [23].

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	Лист
						15
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

3 СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННОГО И ЗАРУБЕЖНОГО ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ КОТЕЛЬНОЙ

Исходя из запланированной нагрузки района сравнивать будем водогрейные котлы большой мощности. Рассматривать будем в основном жаротрубные котлы, так как только они могут обеспечить большую теплопроизводительность за счёт большого водяного объёма.

Рассмотрим котлы серии RS-D водотрубного типа производителя ООО «Завод Котельного Оборудования» [41], жаротрубные котлы ТЕРМОТЕХНИК ТТ100 компании ООО «ЭНТРОРОС» [42], водотрубные котлы KB-ГМ предприятия ООО «Дорогобужкотломаш» [43] в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Водогрейные котлы отечественного производства

Маркировка котла	RS-D10000	ТТ100-10	KB-ГМ-11,63
Номинальная теплопроизводительность, МВт	10	10	11,63
Топливо	Пр.газ/диз.	Пр.газ/диз.	Пр.газ/диз
Максимальное избыточное давление воды на выходе из котла, МПа	0,6	0,6	1,6
Максимальная температура воды на выходе из котла, °С	110	115	115
Минимальная температура воды на входе в котёл, °С	70	60	70
Расход воды номинальный для $\Delta t = 5$ °С, м ³ /ч	215	591	222
Гидравлическое сопротивление водяного тракта при расходе теплоносителя для $\Delta t = 15$ °С, кПа	10	8,9	12,4
Аэродинамическое сопротивление газового тракта для максимальной мощности, кПа	0,8	1,44	1,75-2,23
Температура уходящих газов, °С	120-170	125-180	119/158
Объём топки, м ³	19,6	8,450	22,4
Водяной объём котла, м ³	2,055	12,1	4,34
Масса сухого котла, кг	11000	19100	-
КПД котла, %	95	92-94	94,5/92,5

Теперь приведём характеристики нескольких водогрейных котлов зарубежного производства в таблице 3.2. Лидеров мирового производства:

жаротрубный котел КУН [1], жаротрубный котёл компании Viessmann серии Vitomax 200-HW [46], водотрубный котёл компании Wolf Euroterm-17 [45].

Таблица 3.2 – Водогрейные котлы зарубежного производства

Маркировка котла	КУН 19 PolyComp a.s.	Vitomax 200- HW тип M74A	Euroterm-17
Номинальная теплопроизводительность на пр. газе, МВт	19	18,15	17,44
Топливо	Пр. газ/диз.	Пр. газ/диз.	Пр. газ/диз.
Максимальное избыточное давление воды на выходе из котла, МПа	0,6	0,6	1,6
Максимальная температура воды на выходе из котла, °С	150	145	115
Минимальная температура воды на входе в котёл, °С	50	65	70
Расход воды номинальный для $\Delta t = 15$ °С, м ³ /ч	212	-	332
Гидравлическое сопротивление водяного тракта при расходе теплоносителя для $\Delta t = 15$ °С, кПа	4-10	-	-
Аэродинамическое сопротивление газового тракта для максимальной мощности, кПа	1,2	1,63	3,84
Температура уходящих газов, °С	110-183	150-180	130
Объём топки, м ³	31,76	27,5	-
Водяной объём котла, м ³	27,9	32,84	5,68
Масса сухого котла, кг	37800	35800	22000
КПД котла, %	93-95	93-95	94,35

При выборе промышленного водогрейного котла речь идёт не о том, что он обязательно должен быть зарубежным или отечественным. К тому же российские производители стремятся к европейским стандартам. Речь идёт о выборе котла водотрубного или жаротрубного типа. Оба типа имеют свои преимущества и недостатки.

Основные преимущества водотрубных водогрейных котлов обусловлены организованным гидравлическим режимом в трубных водяных контурах, что позволяет, используя насосные схемы принудительной высокоскоростной циркуляции (в том числе с рециркуляцией), обеспечить допустимые тепловые

(температурные) режимы, уменьшить негативные процессы загрязнения теплопередающих поверхностей со стороны теплоносителя, снизить требования по общей жесткости циркуляционной воды [36]. В то же время в водотрубных котлах необходимо строгое соблюдение гидравлического режима движения теплоносителя, исключающего его вскипание на поверхностях нагрева, что, как отмечалось, для котлов малой мощности особенно важно на теплонапряженных участках топочных поверхностей нагрева.

При обосновании скоростного режима необходимо ориентироваться на трубы с отпуском движением теплоносителя, в которых при указанных условиях теплообмена ($q = 200 \text{ кВт/м}^2$) скорость движения теплоносителя должна быть по известным зависимостям (рисунок 3.1) не менее 1,25-1,35 м/с.

Такой гидравлический режим обуславливает достаточно высокое гидравлическое сопротивление водотрубного водогрейного котла (обычно в пределах 0,5-1,5 бар). Причем не только в расчетном режиме, но и при всех промежуточных режимах работы с частичной или даже минимальной мощностью. Постоянный гидравлический режим, пожалуй, наиболее важный фактор, обеспечивающий надежную работу всей трубной системы водогрейного водотрубного котла.

Последнего недостатка лишены жаротрубные водогрейные котлы, полностью изготавливаемые в заводских условиях и поставляемые в виде компактной моноблочной конструкции. Это делает конструкцию привлекательной для потребителя, существенно упрощает монтаж оборудования в котельной.

Использование жаротрубных котлов с наддувной газоплотной топкой, принцип действия которой основан на применении автоматизированных горелочных устройств, оснащенных встроенными (или комплектными) дутьевыми вентиляторами, позволяет работать без дымососов с регулированием параметров горения при переменных нагрузках, сохраняя высокую эффективность с КПД 92-95 %.

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						18
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

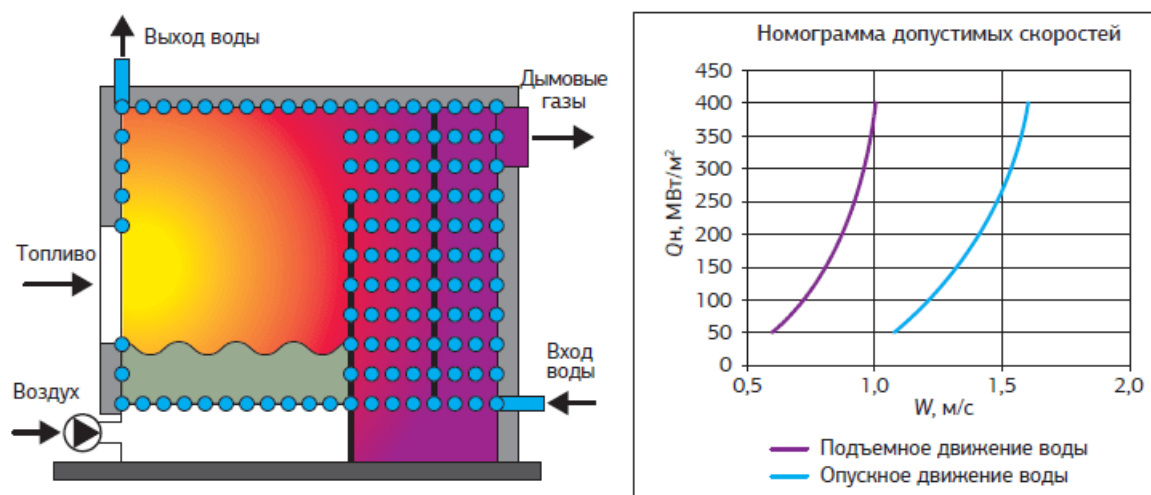


Рисунок 3.1 – Схема водотрубного водогрейного котла и номограмма минимально допустимых скоростей воды в обогреваемых трубах водогрейных котлов [36]

Заводы-изготовители переходят на большие объемы выпуска жаротрубных котлов, активно осваивают зарубежные технологии, покупают и перерабатывают под российские нормативы техническую документацию известных фирм, продукция которых пользуется спросом и хорошо себя зарекомендовала на рынке. Например, трехходовые котлы ФР—10, ФР-16, выпускаемые по технологии компании «Финрейла» (Финляндия), котлы GKS Dynaterm, Eurotwin производства «Волф Энерджи Солюшен» по технологии компании WOLF (Германия).

Конструктивная схема практически всех водогрейных жаротрубных котлов предполагают размещение в водяном объеме внутри внешней прочной оболочки котла цилиндрической топки и дымогарных труб конвективных поверхностей. Компоновку котлов принято классифицировать как двухходовую и трехходовую. В обоих случаях развитие факела и движение продуктов сгорания по топочному объему считается первым ходом как для топок с осевым пролетным (без разворота факела) движением газов, так и для тупиковых реверсивных топок (с разворотом факела на 180° в задней части внутри топки к фронту котла) (рисунок 3.2). Таким образом, 2-ходовые схемы предполагают один ход продуктов сгорания по конвективным жаровым трубам, а 3-ходовые – два хода с разворотом продуктов сгорания между пучками дымогарных труб на 180°.

Важнейшие недостатки жаротрубных конструкций обусловлены малой скоростью движения теплоносителя во внутреннем водяном объеме котла, имеющем значительный объем (удельный объем воды от ~0,5 до ~ 1,5 м³/МВт) и

большое расчетное живое сечение для движения котловой воды. Это приводит к неорганизованным гидравлическим режимам внутренней циркуляции со скоростями, соответствующими естественной конвекции порядка 0,01-0,02 м/с, а в ряде зон водяного объема и ниже. По этой причине значение тепловых напряжений поверхностей нагрева котла по условиям недопущения пристенного вскипания воды гораздо ниже, чем у водотрубных котлов, и является основным фактором, определяющим надежную и безаварийную работу котла (наряду с загрязнением поверхностей со стороны воды накипью и шламовыми отложениями и др.).

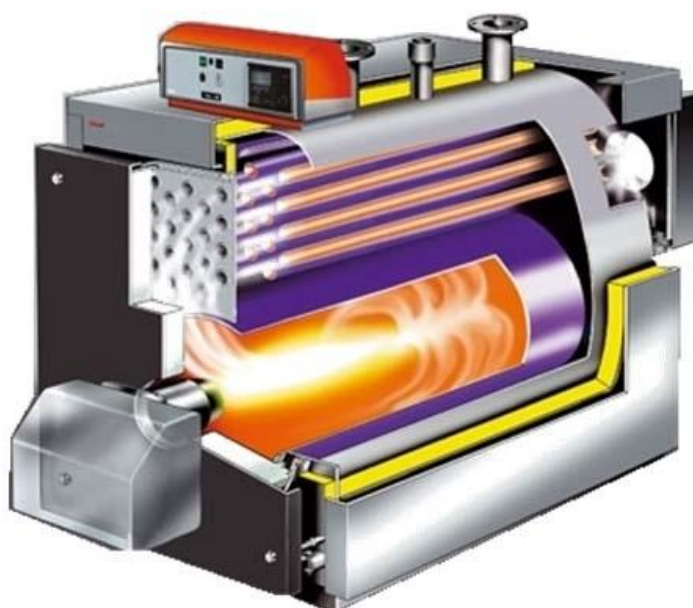


Рисунок 3.2 – Схема газоходного тракта 2-ходового котла с реверсивной топкой [36]

И все-таки сравнивая зарубежное оборудование с российским можно отдать предпочтение в пользу зарубежного, так как:

- 1) Конструкции трехходовых котлов у большинства производителей имеют большую конвективную поверхность нагрева и за счет этого позволяет увеличить глубину охлаждения дымовых газов и повысить на 1-3 % КПД котла. Большого значения КПД удастся достичь установкой за водогрейным I котлом агрегатного или блочного экономайзера (в том числе и конденсационного типа);
- 2) Меньшее гидравлическое сопротивление водяного контура и меньшее аэродинамическое сопротивление газового тракта;
- 3) Большой выбор. Есть возможность подобрать котёл нужной мощности.

						Лист
					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4 РАЗРАБОТКА ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В качестве потребителя коммунально-бытовой нагрузки выбран присоединившийся район в г. Бирск жилыми домами, административными зданиями, дошкольными и школьными учреждениями.

Система теплоснабжения закрытая, регулирование по отопительной нагрузке. Температурный график теплосети 130/70 °С. [1]

Расчёт тепловых нагрузок производится по климатологическим данным г. Бирск по СП 131.13330.2012

Расчёт тепловых нагрузок [27]

Таблица 4.1 – Климатические параметры холодного периода года для города Бирск

Продолжительность <i>n</i> , сут	Температура воздуха, °С			
	отопления, $t_{но}$	вентиляции, $t_{нв}$	средняя отопительного периода, $t_{он}$	средняя самого холодного месяца, $t_{нхм}$
209	-35	-35	-6	-8,9

Таблица 4.2 – Число часов за отопительный период со среднесуточной температурой наружного воздуха, равной и ниже данной

$t_{но}$	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+8
<i>n</i>	11	54	198	494	1070	1980	3020	4000	5470

Расчет проводим по площади застройки. Дома построены после 1980 г., поэтому площадь, приходящаяся на 1 человека, будет:

$$f_{y\partial} = 18 \text{ м}^2/\text{чел.}$$

Общая площадь застройки:

$$F = f_{y\partial} \cdot z, \quad (4.1)$$

$$F = 18 \cdot 28000 = 0,504 \cdot 10^6 \text{ м}^2,$$

где *z* - число жителей нового северо-западного района, города Бирск

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

Отпуск тепла на 1 м² застройки q_F при $t_{ho} = -35$ °С:

$$q_F = 87 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Расход тепла на отопление:

$$Q_o' = q_F \cdot F \cdot (1 + k_1), \quad (4.2)$$

$$Q_o' = 87 \cdot 0,504 \cdot 10^6 \cdot (1 + 0,25) = 54,810 \text{ МВт},$$

где $k_1=0,25$ – коэффициент, учитывающий расход тепла на отопление общественных зданий.

Расход тепла на вентиляцию:

$$Q_B' = q_F \cdot F \cdot k_1 \cdot k_2, \quad (4.3)$$

$$Q_B' = 87 \cdot 0,504 \cdot 10^6 \cdot 0,25 \cdot 0,6 = 8,039 \text{ МВт},$$

где $k_2=0,6$ – коэффициент, учитывающий расход тепла на вентиляцию общественных зданий.

Средне недельный расход тепла на ГВС в зимний период:

$$\left(Q_{ГВС}^{ср.н} \right)_3 = 1,2 \frac{(a + b) \cdot z \cdot c_p \cdot (t_2 - t_x)}{n_c}, \quad (4.4)$$

где 1,2 – коэффициент, учитывающий остывание воды в трубах,

$a = 100$ (л/сут) – норма расхода горячей воды на одного человека в сутки,

$b = 25$ (л/сут) – норма расхода горячей воды для общественных зданий,

z – число жителей,

$C_p = 4190$ Дж/(кг·К) – теплоемкость воды,

$t_2 = 55$ °С – температура горячей воды.

Температура холодной воды:

$t_x^{зим} = 5$ °С, $t_x^{лет} = 15$ °С,

$n_c = 86400$ с – длительность подачи воды в сутки

$$\left(Q_{ГВС}^{ср.н} \right)_3 = 1,2 \frac{(100 + 25) \cdot 28000 \cdot 4190 \cdot (55 - 5)}{86400} = 10,184 \text{ МВт}.$$

Средне недельный расход тепла на ГВС в летний период:

$$\left(Q_{ГВС}^{ср.н} \right)_л = 0,8 \cdot \left(Q_{ГВС}^{ср.н} \right)_3 \cdot \frac{t_2 - t_x^{лет}}{t_2 - t_x^{зим}}, \quad (4.5)$$

$$\left(Q_{ГВС}^{ср.н} \right)_л = 0,8 \cdot 10,184 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 5} = 6,517 \text{ МВт}.$$

Расчетное значение нагрузки ГВС для зимнего периода:

									Лист
									22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ				

$$\left(Q_{ГВС}^{расч}\right)_{зим} = k_n \cdot k_c \cdot \left(Q_{ГВС}^{ср.н}\right)_{зим}, \quad (4.6)$$

$$\left(Q_{ГВС}^{расч}\right)_{зим} = 1,2 \cdot 1,7 \cdot 10,184 = 20,775 \text{ МВт}.$$

Расчетное значение нагрузки ГВС для летнего периода:

$$\left(Q_{ГВС}^{расч}\right)_{лет} = k_n \cdot k_c \cdot \left(Q_{ГВС}^{ср.н}\right)_{лет}, \quad (4.7)$$

$$\left(Q_{ГВС}^{расч}\right)_{лет} = 1,2 \cdot 1,7 \cdot 6,517 = 13,249 \text{ МВт}.$$

где $k_n = 1,2$ – коэффициент недельной неравномерности, а $k_c = 1,7$ коэффициент суточной неравномерности.

Годовой расход теплоты за отопительный период на отопление:

$$Q_o^{год} = Q_o' \cdot n_0 \cdot \frac{t_g - t_n^{ср.о}}{t_g - t_{н.о}}, \quad (4.8)$$

где, n_0 – продолжительность отопительного периода, $n_0 = 209 \cdot 24 \cdot 60$

$$60 = 18057600 \text{ сек} = 18,057 \cdot 10^6 \text{ сек},$$

$$Q_o^{год} = 54,810 \cdot 18,057 \cdot 10^6 \cdot \frac{20 - (-6)}{20 - (-35)} = 467,860 \cdot 10^6 \text{ МДж}.$$

Годовой расход теплоты на вентиляцию:

$$Q_v^{год} = Q_v' \cdot n_0 \cdot \frac{t_g - t_n^{ср.о}}{t_g - t_{н.о}}, \quad (4.9)$$

$$Q_v^{год} = 8,039 \cdot 18,057 \cdot 10^6 \cdot \frac{20 - (-6)}{20 - (-35)} = 56,992 \cdot 10^6 \text{ МДж}.$$

Годовой расход теплоты на ГВС:

$$Q_{ГВС}^{год} = \left(Q_{ГВС}^{ср.н}\right)_3 \cdot \left(n_0 + \beta \frac{t_2 - t_x^1}{t_2 - t_x^3} (n_{звс} - n_0) \right), \quad (4.10)$$

$$Q_{ГВС}^{год} = 20,775 \cdot 10^6 \cdot \left(18,057 \cdot 10^6 + 0,8 \frac{55 - 15}{55 - 5} (3,02 \cdot 10^7 - 1,8057 \cdot 10^7) \right) =$$

$$= 412,650 \cdot 10^6 \text{ МДж}.$$

Суммарная тепловая нагрузка:

$$Q_{год} = Q_o^{год} + Q_v^{год} + Q_{звс}^{год}, \quad (4.11)$$

$$Q_{год} = (467,860 + 56,992 + 412,650) \cdot 10^6 = 937 \cdot 10^6 \text{ МДж}.$$

Значения тепловых нагрузок на отопление и вентиляцию для температур от +8 до $t_{н.о}$ представлены ниже

									Лист
									23
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ				

$$Q_0^{+8} = Q_0' \cdot \frac{t_g - t_{н.о}}{t_g - t_{н.о}} = 54,810 \cdot \frac{20 - 8}{20 - (-35)} = 11,958 \text{ МВт};$$

$$Q_g^{+8} = Q_g' \cdot \frac{t_g - t_{н.о}}{t_g - t_{н.о}} = 8,039 \cdot \frac{20 - 8}{20 - (-25)} = 1,754 \text{ МВт};$$

$$Q_o^0 = 19,931 \text{ МВт};$$

$$Q_o^{-25} = 44,845 \text{ МВт};$$

$$Q_g^0 = 2,923 \text{ МВт};$$

$$Q_g^{-25} = 6,577 \text{ МВт};$$

$$Q_o^{-5} = 24,914 \text{ МВт};$$

$$Q_o^{-30} = 49,827 \text{ МВт};$$

$$Q_g^{-5} = 3,654 \text{ МВт};$$

$$Q_g^{-30} = 7,308 \text{ МВт};$$

$$Q_o^{-10} = 29,896 \text{ МВт};$$

$$Q_o^{-35} = 54,810 \text{ МВт};$$

$$Q_g^{-10} = 4,385 \text{ МВт};$$

$$Q_g^{-35} = 8,039 \text{ МВт};$$

$$Q_o^{-15} = 34,879 \text{ МВт};$$

$$Q_g^{-15} = 5,115 \text{ МВт};$$

$$Q_o^{-20} = 39,862 \text{ МВт};$$

$$Q_g^{-20} = 5,846 \text{ МВт};$$

4.2 РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРНОГО ГРАФИКА И РАСХОДОВ СЕТЕВОЙ ВОДЫ

4.2.1 Расчёт температур сетевой воды [31]

Качественное регулирование по отопительной нагрузке в закрытых системах теплоснабжения

Температура воды в подающей линии теплосети $\tau_{01}' = 130 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температура воды в обратной линии теплосети $\tau_{02}' = 70 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температура воды, поступающей в систему отопления $\tau_{03}' = 95 \text{ }^\circ\text{C}$.

Перепад температур в тепловой сети

$$\delta\tau_0' = \tau_{01}' - \tau_{02}', \quad (4.12)$$

$$\delta\tau_0' = 130 - 70 = 60 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Разность температур в местной системе отопления:

$$\theta_o' = \tau_{03}' - \tau_{02}', \quad (4.13)$$

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	Лист
						24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\theta'_o = 95 - 70 = 25 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температурный напор нагревательного прибора:

$$\Delta t'_o = \frac{\tau'_{03} - \tau'_{02}}{2} - t'_e, \quad (4.14)$$

$$\Delta t'_o = \frac{95 + 75}{2} - 20 = 65 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Относительная величина тепловой нагрузки:

$$\bar{Q}_o = \frac{Q_o}{Q'_o}; \quad (4.15)$$

$$\bar{Q}_o^{+8} = \frac{4,270}{19,575} = 0,218 \text{ МВт};$$

$$\bar{Q}_o^0 = \frac{7,118}{19,575} = 0,363 \text{ МВт};$$

$$\bar{Q}_o^{-5} = \frac{8,897}{19,575} = 0,454 \text{ МВт};$$

$$\bar{Q}_o^{-10} = \frac{10,677}{19,575} = 0,545 \text{ МВт};$$

$$\bar{Q}_o^{-15} = \frac{12,456}{19,575} = 0,636 \text{ МВт};$$

$$\bar{Q}_o^{-20} = \frac{14,236}{19,575} = 0,727 \text{ МВт};$$

$$\bar{Q}_o^{-25} = \frac{16,015}{19,575} = 0,818 \text{ МВт};$$

$$\bar{Q}_o^{-30} = \frac{17,795}{19,575} = 0,909 \text{ МВт};$$

$$\bar{Q}_o^{-35} = \frac{19,575}{19,575} = 1 \text{ МВт}.$$

Температура воды перед отопительной установкой:

$$\tau'_{01} = t'_e + \Delta t'_o \cdot \bar{Q}_o^{0,8} + \bar{Q}_o \cdot (\delta \tau'_0 - 0,5 \cdot \theta'_o); \quad (4.16)$$

$$\tau'_{01}^{+8} = 20 + 65 \cdot 0,218^{0,8} + 0,218 \cdot (60 - 0,5 \cdot 25) = 49,6 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\tau'_{01}^0 = 66,10 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\tau'_{01}^{-5} = 76,14 \text{ }^\circ\text{C};$$

									Лист
									25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ				

$$\tau_{01}^{-10} = 85,86 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\tau_{01}^{-15} = 95,45 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\tau_{01}^{-20} = 104,91 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\tau_{01}^{-25} = 114,17 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\tau_{01}^{30} = 123,37 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\tau_{01}^{-35} = 130 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Температура воды после отопительной установки:

$$\tau_{02} = t_g + \Delta t_0' \cdot \bar{Q}_o^{0,8} - 0,5 \cdot \bar{Q}_o \cdot \theta_0'; \quad (4.17)$$

$$\tau_{02}^{+8} = 20 + 65 \cdot 0,218^{0,8} - 0,5 \cdot 0,218 \cdot 25 = 36,5 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\tau_{02}^0 = 44,3 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\tau_{02}^{-5} = 48,9 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\tau_{02}^{-10} = 53,1 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\tau_{02}^{-15} = 57,2 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\tau_{02}^{-20} = 61,2 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\tau_{02}^{-25} = 65 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\tau_{02}^{-30} = 68,8 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\tau_{02}^{-35} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Полученные результаты сведем в таблицу 4.3.

Таблица 4.3

$t, \text{ }^{\circ}\text{C}$	+8	0	-5	-10
$Q_o, \text{ МВт}$	11,958	19,931	24,914	29,896
$\bar{Q}_o, \text{ МВт}$	0,218	0,363	0,454	0,545
$\tau_{01}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	49,6	66,10	76,14	85,86
$\tau_{02}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	36,5	44,3	48,9	53,1
$Q_g, \text{ МВт}$	1,754	2,923	3,654	4,385

Продолжение таблицы 4.3

$t, ^\circ\text{C}$	-15	-20	-25	-30	-35
$Q_o, \text{МВт}$	34,879	39,862	44,845	49,827	54,810
$\bar{Q}_o, \text{МВт}$	0,636	0,727	0,818	0,909	1
$\tau_{01}, ^\circ\text{C}$	95,45	104,90	114,17	123,37	130
$\tau_{02}, ^\circ\text{C}$	57,2	61,2	65	68,8	70
$Q_6, \text{МВт}$	5,115	5,846	6,577	7,308	8,039

Строим температурный график. Так как система закрытая, регулирование по отопительной нагрузке, подрезка графика делается при температуре $70 ^\circ\text{C}$.

4.2.2 Расчет расхода сетевой воды

Расчет расходов воды на отопление, вентиляцию и ГВС.

Расход воды на отопление:

$$G_o' = \frac{Q_o'}{c_p \cdot (\tau_{01} - \tau_{02})}, \quad (4.18)$$

$$G_o' = \frac{54,810 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (130 - 70)} = 218,019 \text{ кг/с,}$$

$$G_o = \frac{Q_o}{c_p \cdot (\tau_{01}'' - \tau_{02}'')}, \quad (4.19)$$

$$G_o = \frac{11,958 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (70 - 40)} = 95,131 \text{ кг/с.}$$

Расход воды на вентиляцию:

$$G_6 = \frac{Q_6'}{c_p \cdot (\tau_{01} - \tau_{02})}, \quad (4.20)$$

$$G_6 = \frac{8,039 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (130 - 70)} = 31,9 \text{ кг/с,}$$

$$G'_6 = \frac{Q_6}{c_p \cdot (\tau_{01}'' - \tau_{02}'')}, \quad (4.21)$$

$$G'_6 = \frac{1,754 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (70 - 40)} = 13,953 \text{ кг/с.}$$

Температуры сетевой воды:

$$\tau_{01}'' = 70^\circ\text{C}, \tau_{02}'' = 40^\circ\text{C}, t_2 = 70^\circ\text{C}, t_x = 5^\circ\text{C}.$$

Расход воды на ГВС:

$$G_{\text{гвс}} = \frac{(Q_{\text{гвс}}^{\text{расч}})_3}{c_p \cdot (\tau_{01}'' - \tau_{02}'')}; \quad (4.22)$$

$$G_{\text{гвс}}^{+8} = \frac{20,775 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (49,6 - 36,5)} = 378,491 \text{ кг/с;}$$

$$G_{\text{гвс}}^0 = 227,442 \text{ кг/с;}$$

$$G_{\text{гвс}}^{-5} = 182,020 \text{ кг/с;}$$

$$G_{\text{гвс}}^{-10} = 151,350 \text{ кг/с;}$$

$$G_{\text{гвс}}^{-15} = 129,627 \text{ кг/с;}$$

$$G_{\text{гвс}}^{-20} = 113,461 \text{ кг/с;}$$

$$G_{\text{гвс}}^{-25} = 100,839 \text{ кг/с;}$$

$$G_{\text{гвс}}^{-30} = 90,860 \text{ кг/с;}$$

$$G_{\text{гвс}}^{-35} = 82,637 \text{ кг/с;}$$

4.3 Выбор основного оборудования. Тепловой расчет жаротрубно-дымогарного котла Polysomp KUH 19

Исходные данные [1].

Максимальная тепловая нагрузка (с учётом потерь в тепловых сетях, равным 10% от суммарной тепловой нагрузке) при расчётной температуре $t_{\text{но}} = -35^\circ\text{C}$.

$$\sum Q_{\text{но}} = 85,000 \cdot 110\% = 93,500 \text{ МВт.}$$

Параметры теплоносителя в первичном контуре: 130/70 °C.

Параметры теплоносителя во вторичном контуре: 90/70 °C.

Основное топливо – природный газ с теплотой сгорания $Q_s = 36,71 \text{ МДж/м}^3$.

Резервное топливо – дизельное с теплотой сгорания = 40,1 МДж/кг.

									Лист
									28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ				

В соответствии с исходными данными и результатами расчёта нагрузок на отопление, вентиляцию и ГВС, а также с учётом параметров теплоносителя принимаю к установке 5 жаротрубных котлов PolyComp a.s. KUN 19, произведённые в Чехии заводом-изготовителем Uchytíl (г. Брно), при этом мощность котельной составит 96 МВт.

Котельные агрегаты PolyComp a.s. KUN 19 зарекомендовали себя как надёжное, легко-ремонтируемое и эффективное оборудование с КПД около 95,5%. Характеристики котла указаны в таблице 4.4. Котлы оснащаются газогорелочными комбинированными автоматизированными устройствами АКН-МЕ90 PZ+N, с щитами автоматики обеспечивающими автоматическое регулирование и защиту котлов, которые работают на газе и дизельном топливе.

Таблица 4.4 – Техническая характеристика водогрейного котла KUN 19

ТИП КОТЛА	Ед. изм.	Величина
Ном. тепловая мощность	МВт	19
Допустимое давление воды на входе	Мпа	1,2
Максимальная температура воды на выходе	°С	150
Номинальная температура воды на выходе	°С	130
Диапазон регулирования тепловой мощности	%	30-100
Гидравлическое сопротивление	кПа	1,5
Водный объем котла	м ³	19,4
КПД котла с экономайзером на газовом топливе	%	95,5
Аэродинамическое сопротивление котла с экономайзером	Па	750
Температура уходящих дымовых газов	°С	120
Масса котла (общий транспортный вес)	кг	33030
Общая длина без горелки	мм	7082
Общая ширина котла без арматуры	мм	3154

На котлах установлены экономайзеры. Сливные краны котлов, слив экономайзера, очистка котла, сброс от предохранительных клапанов и сброс конденсата от измерительного и дренажного элемента дымохода выведены на пол за котлом и подключены к канализации.

Выход и возврат из котлов и в котлы KUN 19 Ду 200 подключены к входному и выходному трубопроводам Ду 400 над котлами, при помощи редуцированных тройников 400/200/400. На выходном трубопроводе из котла установлены

выпускной патрубок Ду 200, редуцированный тройник 200/150/200, карданный компенсатор Ду 200, обратный клапан ZK 200, запорный клапан с передачей UK200 и карданный компенсатор Ду 200.

На входном трубопроводе в котлы установлены компенсатор с латеральным сдвигом Ду 200, 4 шт патрубков Ду 40, подключение выходного трубопровода из экономайзера Ду 100, HYDROCONTROL HC 150, подключение входного трубопровода в экономайзер Ду100, редуцированный тройник 200/150/200, карданный компенсатор Ду 200, переход Ду 150/200, расходомер Ду 150, переход Ду 125/150, запорный клапан с приводом UK 200, запорный клапан с передачей UK 200 и карданный компенсатор Ду 200.

Достаточная температура обратной воды в котлы обеспечивается при помощи котлового байпаса. На трубопроводе Ду 150 между редуцированным тройником 200/125/200 на выходном трубопроводе котла и редуцированным тройником 200/125/200 на входном трубопроводе в котел установлены (в направлении потока) карданный компенсатор Ду 125, обратный клапан Ду 125, карданный компенсатор Ду 125, циркуляционный насос GRUNDFOS TP 100-120/2 с преобразователем частоты.

На входном трубопроводе Ду100 в экономайзер OVV19 (по направлению потока) установлены переход R80/100, HYDROCONTROL HC 80 и переход R80/100. Трубопровод Ду100 будет приварен вовнутрь трубопровода Ду200.

Для регулировки расхода между котлами взаимно и между котлами и экономайзерами служить ручной регулятор расхода HYDROCONTROL. Регулирующая арматура настроена таким образом: регулятор на входе в котел установлен на 6 оборотов, а на ветке через экономайзер на 6,5 оборотов.

Водогрейные котлы оборудуются автоматическими комбинированными горелками PBS АКН-МЕ 90 PZ+N, которые работают на газе и дизельном топливе.

Таблица 4.5 – Технические параметры горелок PBS АКН-МЕ 90 PZ+N [23]

Топливо основное	природный газ
Избыточное давление топлива на входе	40÷50 кПа ± 5%
Номинальная тепловая мощность до избыточного давления 750 Па	19
Диапазон регулирования	1:4
Топливо резервное	печное топливо
Входное избыт. давление топлива в собст. горелку	0,1-0,2 МПа

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30

Продолжение таблицы 4.5

Класс защиты	IP 54
Диаметр диффузора (выход пламени)	476 мм
Прикрепление к прибору	6x M20
Вес без арматуры	прим. 490 кг
Входное подключение подвода газа в горелку (фильтр)	фланец Ду 150, Ру 16
Шум	≤ 85 дБ/А

Горелки АКН-МЕ 90 PZ+N включают в себя: уплотнения фланца горелки, топливных форсунок, магнитных клапанов для жидкого топлива, обратных клапанов, манометров для жидкого топлива, реле давления возвратного топлива, регуляторов соотношения воздух/ топливо/ газ, газовых форсунок, реле давления газа, реле давления воздуха, трансформаторов зажигания, кабели зажигания и электроды, детекторы факела, воздушные заслонки, сдвоенные магнитные клапаны для газа, клапаны запального газа.

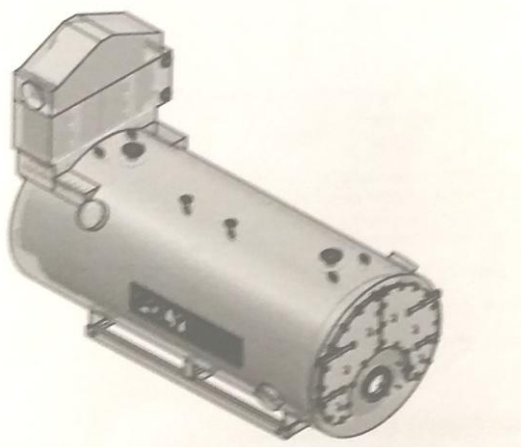


Рисунок 4.1 – Водогрейный котел КУН 19

Водогрейный котел КУН (рисунок 4.1) предназначен для получения горячей воды давлением 0,6 Мпа и номинальной температурой 130 °С.

Газовый водогрейный котел КУН – это жаротрубный котел большого объема с естественной циркуляцией, стремя газходами, использующий в качестве топлива природный газ.

Корпус котла образован цилиндрическим барабаном, изготовленным из сваренных стальных листов и закрытыми плоскими днищами. В барабане расположена цилиндрическая топка – жаровая труба, с волнистой стенкой. Вокруг топки расположены жаровые трубы испарителя. Движение топочных газов из

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

топки к жаровым трубам испарителя обеспечивает охлаждающая камера оборота потока.

К выходному фланцу дымоходного канала в передней части котла присоединен входной фланец водоподогревателя. Водоподогреватель образован пучком стальных трубок с ребристой внешней поверхностью и расположен поперек дымоходного канала, сваренного из стального листа и расположенного на выходе продуктов сгорания из котла. Дымоходный канал с дымоходом котла и водоподогревателем соединен при помощи фланцев. Водонагреватель оснащен внешней стальной обшивкой и изоляцией из минеральной ваты.

Размеры топки сконструированы с учетом минимализации выбросов в атмосферу. Котел расположен на стальной раме и оснащен внешней термоизоляцией и обшивкой из листового металла. Составной частью котла являются также оснастка, арматура, вспомогательное оборудование, два питающих насоса с плавной регулировкой и предохранительные клапаны.

Корпус котла транспортируется на место предназначения отдельными блоками, монтируемыми на месте эксплуатации:

Первый блок – водонапорный агрегат на раме.

Второй блок – водоподогреватель.

Арматура и оборудование котла устанавливаются на месте эксплуатации.

Поставщик несет ответственность за производство, выбор материалов, проектирование, монтаж на заводе, мощность котла, которая демонстрирует достижение указанных значений: достижение номинального давления, номинальной производительности и эффективности котла. Эксплуатационный срок службы котла рассчитан либо на 16 лет, либо на 65000 часов.

Причем действительными считаются те данные времени, которых котел достигнет раньше.

Производитель не несет ответственность за ухудшение свойств оборудования или за его повреждение, причиненное покупателем или третьим лицом после осуществления поставки, или же в результате неотвратимых стихийных бедствий.

Тепловой расчет жаротрубно-дымогарного котла Polysomp КУН 19

Исходные данные [1].

Состав газа: $\text{CH}_4 = 94,9\%$, $\text{C}_2\text{H}_6 = 3,2\%$, $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,4\%$, $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,1\%$,
 $\text{N}_2 = 0,9\%$, $\text{CO}_2 = 0,4\%$.

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	Лист
						32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Низшая теплота сгорания топлива: $Q_H^p = 8770 \text{ ккал/м}^3 = 36712 \text{ кДж/м}^3$

Плотность газа: $\rho_2^c = 0,758 \text{ кг/м}^3$.

Производительность котла: $Q_k = 8000 \text{ кВт}$.

Температуры теплоносителя: $t_1 = 130 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_2 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температура уходящих газов: $t_{yx} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температура холодного воздуха: $t_{XB} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Таблица 4.6 – Конструктивные размеры котла [38]

Наименование	Обозн.	Ед. изм.	Значение
Длина топки и поворотного газохода	L	мм	7175
Длина топки	L_T	мм	6600
Длина поворотного газохода	L_{II}	мм	553
Длина цилиндрической части котла	L_K	мм	7520
Диаметр котла	D_K	мм	3154
Диаметр поворотной камеры	D_{II}	мм	2602
Диаметр топки	D_T	мм	1700
Количество трубок второго хода	n_{2x}	шт	39
Количество трубок третьего хода	n_{3x}	шт	31
Диаметр трубок второго хода	d_{2x}	мм	50
Диаметр трубок третьего хода	d_{3x}	мм	65

Расчёт объёмов продуктов сгорания топлива

Потери от химического недожога $q_3 = 0,1\%$.

Теоретический объём воздуха:

$$V^0 = 0,04762 \cdot (2\text{CH}_4 + 3,5\text{C}_2\text{H}_6 + 5\text{C}_3\text{H}_8 + 4\text{C}_4\text{H}_{10} + 5\text{C}_5\text{H}_{12}), \quad (4.23)$$

$$V^0 = 0,04762 \cdot (2 \cdot 94,9 + 3,5 \cdot 3,2 + 5 \cdot 0,4 + 4 \cdot 0,1),$$

$$V^0 = 9,685 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретический объём трехатомных газов:

$$V_{\text{RO}_2}^0 = 0,01 \cdot (\text{CO}_2 + \text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_6 + 3\text{C}_3\text{H}_8 + 4\text{C}_4\text{H}_{10} + 5\text{C}_5\text{H}_{12}), \quad (4.24)$$

$$V_{\text{RO}_2}^0 = 0,01 \cdot (0,4 + 94,9 + 2 \cdot 3,5 + 3 \cdot 0,4 + 4 \cdot 0,1),$$

$$V_{\text{RO}_2}^0 = 1,033 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретический объём водяных паров:

$$V_{\text{HO}_2}^0 = 0,01 \cdot (2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_6 + 4\text{C}_3\text{H}_8 + 5\text{C}_4\text{H}_{10} + 6\text{C}_5\text{H}_{12}) \quad (4.25)$$

$$V_{\text{HO}_2}^0 = 0,01 \cdot (294,9 + 33,5 + 4 \cdot 0,4)$$

$$V_{\text{HO}_2}^0 = 2,019 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Теоретический объём двухатомных газов:

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,01\text{N}_2 + 0,79 \cdot \alpha \cdot V^0, \quad (4.25)$$

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,01 \cdot 0,9 + 0,79 \cdot 1,15 \cdot 9,685,$$

$$V_{\text{N}_2}^0 = 8,808 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Действительный объём водяных паров:

$$V_{\text{HO}_2}^0 = V_{\text{HO}_2}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) V^0, \quad (4.26)$$

$$V_{\text{HO}_2}^0 = 2,019 + 0,0161 \cdot (1,15 - 1) \cdot 9,685,$$

$$V_{\text{HO}_2}^0 = 2,042 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Действительный объём водяных газов поверхности нагрева:

$$V_2 = V_{\text{HO}_2}^0 + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{RO}_2}^0 + (\alpha - 1) \cdot V^0, \quad (4.27)$$

$$V_2 = 2,042 + 8,808 + 1,033 + (1,15 - 1) \cdot 9,685,$$

$$V_2 = 12,351 \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

где V^0 – теоретическое количество воздуха, необходимое для сжигания 1 м³ газа,
 V_2 – действительный объём дымовых газов в поверхности нагрева.

Объёмные доли водяных паров:

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}} / V_2, \quad (4.28)$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = 2,042 / 12,351,$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,165.$$

Объёмные доли трёхатомных газов:

$$r_{\text{R}_2\text{O}} = V_{\text{R}_2\text{O}} / V_2, \quad (4.29)$$

$$r_{\text{R}_2\text{O}} = 1,033 / 12,351,$$

$$r_{\text{R}_2\text{O}} = 0,083.$$

Суммарные доли:

$$r_n = r_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{RO}_2}, \quad (4.30)$$

$$r_n = 0,165 + 0,083,$$

$$r_n = 0,248.$$

Полученные результаты сведем в таблицу 4.7.

Таблица 4.7 – Расчёт объёмов продуктов сгорания топлива

№	Наименование величин	Обозначение	Размерность	Значение
1	Коэффициент избытка воздуха	α	—	1,15
2	Теоретический объём воздуха	V^0	$\text{м}^3/\text{м}^3$	9,685
3	Теоретический объём трёхатомных газов	$V_{\text{R}_2\text{O}}$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	1,033
4	Теоретический объём водяных паров	$V_{\text{H}_2\text{O}}$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	2,019
5	Теоретический объём двухатомных газов	$V_{\text{N}_2}^0$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	8,808
6	Действительный объём водяных паров	$V_{\text{H}_2\text{O}}$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	2,042
7	Действительный объём продуктов сгорания	V_2	$\text{м}^3/\text{м}^3$	12,351
8	Объёмная доля водяных паров в продуктах сгорания	$r_{\text{H}_2\text{O}}$	—	0,165
9	Объёмная доля трёхатомных газов в продуктах сгорания	$r_{\text{R}_2\text{O}}$	—	0,083
10	Суммарная доля водяных паров и трёхатомных газов	r_n	—	0,248

Расчёт энтальпий продуктов сгорания газа и воздуха

Теплосодержание продуктов сгорания:

$$I_2 = I_2^0 + I_6^0 \cdot (\alpha - 1), \quad (4.31)$$

$$I_2 = \sum_{i=1}^1 V_i^0 (c \cdot \vartheta) = (V_{\text{RO}_2}^0 \cdot c_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2}^0 \cdot c_{\text{N}_2}) \cdot \vartheta, \quad (4.32)$$

где I_2^0 и I_6^0 – теоретические теплосодержания газов и воздуха, ϑ - температура газов, °С.

C_{RO_2} , $c_{\text{H}_2\text{O}}$, c_{N_2} , c_6 – теплоёмкости трёхатомных газов, водяных паров, азота и холодного воздуха (при температуре $t_{xв}$) и постоянном давлении (равном атмосферному) [20], кДж/(м³К).

Теплосодержание воздуха:

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

$$I_6^o = V^o c_6 \vartheta. \quad (4.33)$$

Таблица 4.8 – Энтальпии воздуха и продуктов сгорания

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$I_2^o, \text{кДж/м}^3$	$I_6^o, \text{кДж/м}^3$	$I_2, \text{кДж/м}^3$
20	326,509	257,066	365,0689
100	1632,544	1268,735	1822,854
200	3295,445	2556,84	3678,971
300	5003,327	3864,315	5582,974
400	6747,373	5191,16	7526,047
500	8540,5	6537,375	9521,106
600	10379,621	7902,96	1165,065
700	12263,691	9287,915	13656,878
800	14180,814	10692,24	15784,65
900	16144,94	12194,383	17974,097
1000	18140,053	13655,85	20188,430
1100	20155,134	15127,97	22424,329
1200	22205,134	16619,46	24698,053
1300	24212,894	18130,32	26932,442
1400	26299,354	19769,022	29264,707
1500	28406,959	21155,622	31580,302
1600	30351,601	22934,08	33791,713
1700	32683,11	24532,105	36362,925
1800	34840,793	26149,5	38763,218
1900	37004,638	27933,477	41194,659
2000	39186,541	29539,25	43617,428
2100	41380,34	31219,597	46063,279
2200	43578,247	32834,087	48503,360

Тепловой баланс котла

Уравнение теплового баланса в удельных величинах:

$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_5), \quad (4.34)$$

где η – коэффициент полезного действия котла, %;

q_2, q_3, q_5 – соответственно удельные потери тепла с уходящими газами, с химическим недожогом топлива, потери тепла в окружающую среду, %.

Потери тепла с уходящими газами q_2 зависят от температуры уходящих газов:

$$q_2 = \frac{(I_{yx} - \alpha I_{xв})}{Q_p^p} \cdot 100, \quad (4.35)$$

I_{yx} – энтальпия уходящих газов, кДж/м³;

$I_{xв}$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/м³ при $t_{xв} = 20$ °С;

Q_p^p – располагаемое количество теплоты, кДж/м³. Для газа $Q_p^p = Q_n^p$;

$$q_2 = \frac{(2156,955 - 1,15 \cdot 257,066)}{36712} \cdot 100 = 5,07\% ;$$

q_3 принимается равным 0,1 %.

Потому что потери от химического недожога сведены к минимуму, благодаря конструкции огневой головки горелок АКН-МЕ 90 PZ+N и их компактности, даже при малом избытке воздуха.

Потери тепла от наружного охлаждения:

$$q_5 = 100 Q_5 / Q_p^p, \quad (4.36)$$

где Q_5 – потери тепла в окружающую среду, кДж/м³.

$$Q_5 = \alpha_k \Delta t F_k / B, \quad (4.37)$$

где α_k – коэффициент теплоотдачи от стенки котла к окружающей среде,

$$\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}) \alpha_k \approx 10 \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

F_K – наружная поверхность котла, м²;

$$F_K = \pi D_K L_K + \pi D_K^2 / 2, \quad (4.37)$$

L_K – длина котла (с крышками и изоляцией), м;

D_K – диаметр котла (с изоляцией), м;

Δt – разность температур при теплопередаче °С.

$$F_K = \pi \cdot 3,154 \cdot 7,520 + (\pi \cdot 3,154^2) / 2 = 90,093 \text{ м}^2.$$

Расход топлива на водогрейный котел:

$$B = \frac{G_c \cdot c \cdot (t_1 - t_2)}{Q_p^p \eta}, \quad (4.38)$$

					13.04.01.2017.213.01 ПЗ	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где G_c – расход сетевой воды через котел, кг/с;

c – теплоемкость воды, кДж/(КгК);

t_1 и t_2 – температура прямой и обратной воды, °С;

$$B = \frac{131,047 \cdot 4,219 \cdot (130 - 70)}{36712 \cdot 0,928} = 0,973 \text{ м}^3 / \text{с},$$

$$Q_5 = 10 \cdot (130 - 70) \cdot 90,093 / 0,973 = 55555,807 \text{ кДж} / \text{м}^3,$$

$$q_5 = (100 \cdot 55555,807) / 36712 = 0,151\%,$$

$$\eta = 100 - (5,07 + 0,1 + 0,151) = 94679\%.$$

Расчет топочной камеры

Тепло, воспринятое жаровой трубой по уравнениям теплообмена:

$$Q_T = Q_L + Q_K. \quad (4.39)$$

Лучистое тепло, воспринятое топкой:

$$Q_L = \sigma_0 \cdot \frac{\alpha_K \cdot H_L}{B} \cdot (T_\Phi^4 - T_3^4), \quad (4.40)$$

где $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-11}$ кВт/(м²К⁴) – коэффициент излучения абсолютного черного тела;

α_K – приведенная степень черноты камеры;

H_L – лучевоспринимающая поверхность стен топочной камеры, м²;

T_Φ – эффективная температура топочной среды, °С;

T_3 – температура наружного слоя лучевоспринимающей поверхности, °С;

B – расход топлива, м³/с.

Эффективная температура топочной среды:

$$T_\Phi = 0,925 \sqrt{T_\alpha \cdot T_T''}, \quad (4.41)$$

где T_α – адиабатическая температура горения, К;

T_T'' – предварительно задаваемая температура газов на выходе из топки ($T_T'' = \vartheta_T'' + 273,15$), К. $\vartheta_T'' = 1200$ °С.

Температура наружного слоя (загрязнения) лучевоспринимающей поверхности:

$$T_3 = T_{cp} + (\varepsilon + 1 / \alpha_2) \cdot B Q_L / H_L, \quad (4.41)$$

									Лист
									38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ				

где ε – тепловое сопротивление загрязняющего слоя на наружной поверхности трубы, $\text{м}^2\text{К}/\text{Вт}$, $\varepsilon = 0$;

α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к среде, $\text{Вт}/\text{м}^2\text{К}$, $1/\alpha_2 = 0$ и в формуле (4.22) не учитывается;

T_{cp} – средняя температура среды:

$$T_{cp} = (t_1 - t_2) / 2 + 273,15, \quad (4.42)$$

$$T_{cp} = (130 + 70) / 2 + 273,15 = 373,15 \text{ К.}$$

Тепловыделение в топке:

$$Q_T = Q_p^p \frac{100 - q_3}{100} + Q_B, \quad (4.43)$$

где Q_B – физическое тепло воздуха, $\text{кДж}/\text{м}^3$.

$$Q_T = 36712 \cdot \frac{100 - 0,1}{100} + 295,626 = 36970,914 \text{ кДж}/\text{м}^3.$$

Адиабатическая температура горения определяется по величине полезного тепловыделения в топке Q_T :

$$g_\alpha = 1623,284 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$T_\alpha = g_\alpha + 273,15 = 1623,284 + 273,15 = 1894,434 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$T_\phi = 0,925 \sqrt{1894,434 \cdot 1373,15} = 1491,903 \text{ К},$$

$$T_3 = 370,65 + 0,564 / H_L.$$

Приведённая степень черноты топочной камеры:

$$\alpha_K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_L} + \chi \left(\frac{1}{\alpha_\phi} - 1 \right)}, \quad (4.44)$$

где α_L – эффективная поглощательная способность жаровой трубы, принимается, как для стальной трубы $\alpha_L = 0,88$;

χ – степень экранирования топочной камеры:

$$\chi = H_L / F_{cm}, \quad (4.45)$$

F_{cm} – суммарная площадь стен поверхности топки, м^2 ;

$$F_{cm} = \pi D_T L_T + \pi D_T^2 / 2, \quad (4.46)$$

$$F_{cm} = \pi 1,7 \cdot 6,6 + \pi 1,7^2 / 2 = 39,572 \text{ м}^2.$$

Эффективная степень черноты факела:

$$\alpha_\phi = m \alpha_{CB} + (1 - m) \alpha_\Gamma, \quad (4.47)$$

где $\alpha_{св}$ – степень черноты светящейся части факела;

α_2 – степень черноты газовой (несветящейся) части факела;

m – коэффициент заполнения топки светящейся частью факела. $m = 0,6$.

Видимое тепловое напряжение топочного объёма:

$$q_v = \frac{B \cdot Q_p^p}{V_m}, \quad (4.48)$$

где V_m – объём топочной камеры, м³:

$$V_m = \pi L_m D_m^2 / 4, \quad (4.49)$$

$$V_m = \pi \cdot 6,6 \cdot 1,7^2 / 4 = 14,973 \text{ м}^3.$$

D_m – внутренний диаметр топочной камеры, м.

$$q_v = \frac{0,564 \cdot 36712}{14,973} = 1382,860 \text{ кВт/м}^3.$$

Степень черноты светящейся части факела:

$$\alpha_{св} = 1 - e^{-k_{св} P S}, \quad (4.50)$$

где $k_{св}$ – коэффициент ослабления лучей светящейся частью факела, 1/(мМПа), рассчитывается по температуре и составу газов на выходе из топки:

$$k_{св} = k_2^{\circ} r_n + k_c. \quad (4.51)$$

Коэффициент ослабления лучей газовой средой:

$$k = k_2^{\circ} r_n = \left(\frac{7,8 + 16 r_{H_2O}}{\sqrt{10 p r_n s_m}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \cdot 10^{-3} T_m'' \right) \cdot r_n, \quad (4.52)$$

где k_c – коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами, 1/(мМПа);

r_n – суммарная доля водяных паров и трёхатомных газов;

p – давление в топочной камере, $p = 0,1$ МПа.

Коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами:

$$k_c = \frac{1,2}{1 + \alpha^2} \left(\frac{C^r}{H^r} \right)^{0,4} \left(1,6 \cdot 10^{-3} T_m'' - 0,5 \right), \quad (4.53)$$

где $\frac{C^r}{H^r}$ – соотношение углерода и водорода в рабочей массе.

При сжигании газа:

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40

$$\frac{C^r}{H^r} = 0,12 \sum \frac{m}{n} C_m H_n, \quad (4.54)$$

где m и n – количество атомов углерода и водорода в соединениях;

$C_m H_n$ – содержание предельных и непредельных углеводородов в газе, %.

$$\frac{C^r}{H^r} = 0,12 \left(\frac{1}{4} \times 94,9 + \frac{2}{6} \times 3,2 + \frac{3}{8} \times 0,4 + \frac{4}{10} \times 0,1 \right) = 2,998.$$

Эффективная толщина излучающего слоя топки:

$$s = 3,6 V_m / F_{cm}, \quad (4.55)$$

$$s = 3,6 \cdot 14,973 / 39,572 = 1,36 \text{ м},$$

$$k = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,153}{\sqrt{10 \cdot 0,1 \cdot 0,23 \cdot 1,27}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot 1373,15 \right) \cdot 0,23,$$

$$k_c = \frac{1,2}{1 + 1,15^2} \cdot 2,998^{0,4} \cdot \left(1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1373,15 - 0,5 \right) = 1,36 = 2,032 \text{ 1/(ММПа)},$$

$$k_{cb} = 2,032 + 1,36 = 3,392 \text{ 1/(ММПа)},$$

$$\alpha_{cb} = 1 - e^{-3,392 \cdot 0,1 \cdot 1,27} = 0,35.$$

Степень черноты несветящейся части факела:

$$\alpha_z = 1 - e^{-kps}, \quad (4.56)$$

где k – коэффициент ослабления лучей несветящейся частью факела, 1/(ММПа):

$$k = k_z^o r_n, \quad (4.57)$$

$$\alpha_z = 1 - e^{-2,032 \cdot 0,1 \cdot 1,27} = 0,227,$$

$$\alpha_\phi = \frac{1}{\frac{1}{0,88} + 0,914 \left(\frac{1}{0,301} - 1 \right)} = 0,431,$$

$$Q_l = 5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \frac{0,431 \cdot 43,611}{0,564} \cdot \left(1491,903^4 - 370,65^4 \right) = 5111,709 \text{ кДж/м}^3.$$

Конвективное количество тепла, воспринятое топочной камерой:

$$Q_k = \frac{\alpha_k^m H (T_\phi - T_3)}{B}, \quad (4.58)$$

где H – поверхность нагрева топочной камеры, м²;

α_k^m – коэффициент теплоотдачи конвекцией в топке, Вт/(м² К), определяется по формуле для продольного течения газов внутри трубы:

									Лист
									41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ				

$$\alpha_k^m = 0,023 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{\bar{w} D_m}{\nu} \right)^{0,8} Pr^{0,4}, \quad (4.59)$$

где λ, ν, \bar{w} – теплопроводность равная 0,127 Вт/(мК), кинематическая вязкость равная $215,313 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ и скорость дымовых газов равная 17,919 м/с.

Скорость газов в жаровой трубе:

$$\bar{w} = BV_z T_\phi / F 273, \quad (4.60)$$

где F – площадь сечения жаровой трубы, м^2 ; $F = \frac{\pi D_m^2}{4} = 2,268 \text{ м}^2$.

$$\bar{w} = 0,564 \cdot 13,349 \cdot 1491,903 / 2,268 \cdot 273 = 17,919 \text{ м/с},$$

$$\alpha_k^m = 0,023 \frac{0,127}{1,71} \left(\frac{17,919 \cdot 1,71}{215,313 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} 0,558^{0,4},$$

$$\alpha_k^m = 17,938 \text{ м/с},$$

$$Q_k = \frac{17,938 \cdot 43,611 \cdot (1491,903 - 370,65)}{0,564} = 13332,299 \text{ кДж/м}^3,$$

$$Q_m = 5111,709 + 13332,299 = 18444,008 \text{ кДж/м}^3.$$

Тепловосприятие топки по балансу:

$$Q_{\bar{o}} = \varphi (Q_m - I_m''), \quad (4.61)$$

Коэффициент сохранения тепла:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta + q_5}, \quad (4.62)$$

$$\varphi = 1 - \frac{0,176}{90,749 + 0,176} = 0,998,$$

$$Q_{\bar{o}} = 0,998(18444,008 - 18319,77) = 124,238 \text{ кДж/м}^3.$$

Невязка теплового баланса:

$$\Delta Q = (Q_{\bar{o}} - Q_m) \cdot 100 / Q_m, \quad (4.63)$$

$$\Delta Q = 124,238 \cdot 100 / 18444,008 = 0,674\% \leq 2\%.$$

Расчёт поворотной камеры

Объём поворотной камеры:

$$V_n = \pi \cdot D_n^2 \cdot L_n / 4, \quad (4.64)$$

									Лист
									42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ				

$$V_n = \pi \cdot 2,602^2 \cdot 0,533 / 4 = 2,833 \text{ м}^3, \quad (4.65)$$

Площадь стен:

$$F_{cm} = \pi D_n^2 / 4 + \pi D_n L_n, \quad (4.66)$$

$$F_{cm} = \pi \cdot 2,602^2 / 4 + \pi \cdot 2,602 \cdot 0,553 = 9,832 \text{ м}^2.$$

Лучевоспринимающая поверхность поворотной камеры:

$$H_{\text{л}} = \pi (D_n^2 - D_m^2) / 4 + \pi D_n L_n, \quad (4.67)$$

$$H_{\text{л}} = \pi (2,602^2 - 1,7^2) / 4 + \pi \cdot 2,602 \cdot 0,553 = 7,564 \text{ м}^2.$$

Задаёмся температурой на выходе из поворотной камеры:

$$g_n'' = 1163 \text{ }^\circ\text{C}, I_n'' = 24001,015 \text{ кДж/м}^3.$$

Тепло, переданное излучением в поворотной камере:

$$Q_n = \alpha_{\text{л}} (g_{cp} - t_3) H_{\text{л}} / B, \quad (4.68)$$

где g_{cp} – средняя температура дымовых газов в поворотной камере, $^\circ\text{C}$.

$$g_{cp} = (g_m'' + g_n'') / 2 = (1200 + 1167) / 2 = 1181,5 \text{ }^\circ\text{C},$$

где, t_3 – температура загрязнённой стенки, $^\circ\text{C}$.

$$t_3 = t_{cp} + \Delta t = 97,5 + 25 = 122,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением:

$$\alpha_{\text{л}} = \alpha_n \alpha C_2, \quad (4.69)$$

где α – степень черноты среды;

α_n – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Эффективная толщина излучающего слоя:

$$s = 3,6 \cdot 3,157 / 10,333 = 1,099 \text{ м},$$

$$kps = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,153}{\sqrt{10 \cdot 0,1 \cdot 0,23 \cdot 1,099}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot (273,15 + 1181,5) \right) \cdot 0,23 \cdot 0,1 \cdot 1,099 = 0,227 \text{ 1}/(\text{мМПа}).$$

Степень черноты среды:

$$a = 1 - e^{-0,227} = 0,203,$$

$$\alpha_{\text{л}} = 215 \cdot 0,203 \cdot 0,99 = 43,208 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}),$$

$$Q_n = 43,208 \cdot (1181,5 - 122,5) \cdot 10,333 / 0,564 = 838,315 \text{ кДж/м}^3.$$

Тепло, воспринятое в поворотной камере по балансу:

										Лист
										43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ					

$$Q_{\bar{o}} = \varphi(I_m'' - I_n''). \quad (4.70)$$

Невязка баланса:

$$\Delta Q = (Q_{\bar{o}} - Q_n) \cdot 100 / Q_n. \quad (4.71)$$

Расчёт дымогарных труб второго хода

Балансовое количество теплоты:

$$Q_{\bar{o}} = \varphi(I' - I''). \quad (4.72)$$

Задаёмся температурой на выходе из поворотной камеры:

$$\begin{aligned} g_n'' &= 320^\circ \text{C}, I_n'' = 5978,046 \text{ кДж/м}^3, \\ Q_{\bar{o}} &= 0,998(23909,802 - 5978,046) = 11351,756. \end{aligned}$$

Уравнение теплопередачи:

$$Q_m = \frac{k \cdot \Delta t \cdot H}{B \cdot 10^3}, \quad (4.73)$$

где k – коэффициент теплопередачи от дымовых газов к воде, Вт/(м²К).

Коэффициент теплопередачи:

$$k = \psi(\alpha_k + \alpha_n), \quad (4.74)$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности, $\psi = 0,8$.

Скорость газов в дымогарных трубах:

$$\bar{w} = B \cdot V_z \cdot (g + 273) / F \cdot 273, \quad (4.75)$$

где F – живое сечение дымогарных труб второго хода, м².

$$F = \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) n, \quad (4.76)$$

где n – количество труб.

$$F = \left(\frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} \right) 39 = 0,076 \text{ м}^2,$$

$$g = g_{cp} + \Delta t = 741,5 + 548,168 = 1289,668^\circ \text{C},$$

$$\bar{w} = 0,564 \cdot 13,349 \cdot (1289,668 + 273) / 0,081 \cdot 273 = 17,919 \text{ м/с}.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией:

					13.04.01.2017.213.01 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

$$\alpha_{\kappa}^m = 0,023 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{\bar{w}d}{\nu} \right)^{0,8} Pr^{0,4}, \quad (4.77)$$

$$\alpha_{\kappa}^m = 0,023 \frac{0,134}{0,05} \left(\frac{17,919 \cdot 0,05}{231,624 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} 0,551^{0,4} = 116,578 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Температурный напор:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (4.78)$$

где

$$\Delta t_{\bar{o}} = \vartheta' - t_1 = 1163 - 130 = 1033 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta'' - t_2 = 320 - 70 = 250 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t = \frac{1033 - 250}{\ln \frac{1033}{250}} = 552,186 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Температура загрязнённой стенки:

$$t_3 = t_{cp} + \Delta t = 100 + 552,186 = 652,186 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Эффективная толщина излучающего слоя:

$$s = 0,9d = 0,9 \cdot 0,05 = 0,045 \text{ м}.$$

Степень черноты:

$$a = 1 - e^{-0,135} = 0,126.$$

Коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{\text{л}} = 185 \cdot 0,126 \cdot 0,96 = 22,448 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи:

$$k = 0,8(116,578 + 22,248) = 111,061 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Поверхность нагрева дымогарных труб:

$$H = \pi d \left(h + \frac{d}{2} \right) \cdot n, \quad (4.79)$$

$$H = \pi \cdot 0,05 \left(6,243 + \frac{0,05}{2} \right) \cdot 41 = 40,367 \text{ м}^2,$$

$$Q_m = \frac{111,061 \cdot 548,168 \cdot 40,367}{0,564 \cdot 10^3} = 11339,29 \text{ кДж}/\text{м}^3.$$

Невязка баланса:

$$\Delta Q = (Q_{\bar{o}} - Q_m) \cdot 100 / Q_{\bar{o}}, \quad (4.80)$$

									Лист
									45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ				

$$\Delta Q = (11351,756 - 11339,29) \cdot 100 / 11351,756 = 0,109\% \leq 2\% .$$

Составление поверочного теплового баланса

Тепловой баланс составляется по уравнению:

$$\frac{Q_p^p \cdot n}{100} = (Q_m + Q_n + Q_{mn}), \quad (4.81)$$

где Q_m, Q_n, Q_{mn} – количество теплоты, переданное топке, в поворотной камере, в трубном пучке (во втором и третьем пучках дымогарных труб), кДж/м³.

$$\frac{36712 \cdot 90,749}{100} = (18444,008 + 838,315 + 11339,29 + 2545,29).$$

Невязка теплового баланса котла:

$$\Delta Q = \frac{33315,773 - 33167,169}{33315,773} \cdot 100\% = 0,446\% \leq 0,5\% .$$

4.4 Выбор вспомогательного оборудования

Выбор насосов [47].

Суммарная подача сетевых насосов в котельной должна быть такой, чтобы при выходе из строя любого насоса оставшиеся обеспечивали подачу максимального расхода сетевой воды. В системах, имеющих летнюю нагрузку на горячее водоснабжение, выбор сетевых насосов производят с учётом летнего режима работы тепловых сетей. Для этого целесообразна установка специальных «летних» сетевых насосов.

Насосы с сухим ротором идеально подходят для больших систем отопления и кондиционирования. Технически правильный выбор насоса включает в себя следующее:

определение типоразмера насоса для достижения необходимой рабочей точки;

определение серии насоса для достижения требуемых параметров (давление, напор);

определение материалов для обеспечения стабильной работы насоса.

Точный выбор типа насоса возможен при наличии отдельных

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	Лист
						46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

характеристик, которые можно найти в каталоге или с помощью программы подбора насосов.

Гидравлически правильно подобранный насос должен отвечать всем требуемым техническим условиям. Однако сначала необходимо проверить допустимую рабочую температуру и рабочее давление.

Сетевые насосы устанавливаются на подающей линии тепловых сетей.

Сетевые насосы выбирают по максимальному расходу сетевой воды. Напор сетевых насосов выбирается из условия преодоления гидравлического сопротивления сети при расчётном максимальном расходе воды и необходимого напора у конечного потребителя подобранными насосами GRUNDFOS TP 100-120/2.

$$G = 559,6 \text{ м}^3/\text{ч}, H = 4,9 \text{ м};$$

Температура теплоносителя $t = 130 \text{ }^\circ\text{C}$.

Тогда выбираю 6 насосов NPG-200-400-110/4 немецкой фирмы Wilo. NPG-200-400-110/4 – одноступенчатый всасывающий центробежный насос с осевым всасывающим патрубком и радиальным напорным штуцером. Соединение между насосом и мотором обеспечивается с помощью гибкой муфты.

Циркуляционные насосы котлового контура и экономайзеров, рециркуляционные насосы [47,48].

Для котлового контура требуются циркуляционные насосы с расходом теплоносителя $G = 472 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напором $H = 15 \text{ м}$. Выбираю 5 насосов Wilo IL 200/265-30/4. Одноступенчатый центробежный насос с сухим ротором линейного типа, предназначенный для установки в трубах или на фундаменте.

Также необходима установка питательных насосов с расходом теплоносителя $G = 4,1 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напором $H = 110 \text{ м}$. Выбираю насосы Grundfos CR 5-22 ХК

Выбор теплообменного оборудования

Посредником между котловым и сетевым контурами является теплообменник. Самым прогрессивным решением в настоящее время является выбор пластинчатых теплообменников.

Теплообменник пластинчатый представляет собой пакет гофрированных пластин. Между пластинами образуются два канала, проводящие холодную и теплую среду.

Жидкости проходят в противотоке по обеим сторонам пластины.

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						<i>47</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Такая конструкция теплообменника обеспечивает эффективную компоновку теплообменной поверхности и, соответственно, малые габариты самого аппарата.

Все пластины в пакете одинаковы, только развернуты одна за другой на 180° , поэтому при стягивании пакета пластин образуются каналы, по которым и протекают жидкости, участвующие в теплообмене. Такая установка пластин обеспечивает чередование горячих и холодных каналов.

Параметры теплоносителя в первичном контуре $130/70^\circ\text{C}$. Параметры теплоносителя во вторичном контуре $95/70^\circ\text{C}$. Расход теплоносителя греющей стороны $G = 732,7 \text{ м}^3/\text{ч}$, нагреваемой стороны – $G = 712,9 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Выбираю 5 пластинчатых теплообменников серии MX25-MFG компании Alfa Laval для дальнейшей подачи теплоносителя в тепловую сеть. Расчёт теплообменников произведён в программе «AlfaSelect© Designer».

Также необходимо подобрать теплообменник для подогрева химочищенной воды. Температура подогретой воды 70°C . На подогрев идёт вода из котлового контура с 130°C . Температура химочищенной воды на входе в теплообменник 5°C . Расход теплоносителей $69,1 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Выбираю один пластинчатый теплообменник серии M10-MFG фирмы Alfa Laval.

Есть необходимость в теплообменнике, подогревающем воду обратного трубопровода из тепловой сети, а также для нагрева конденсата, поступающего в модуль приготовления воды. Это осуществляется с помощью пара, поступающего из парового котла с температурой 165°C , воды из обратного трубопровода с 70°C . Температура конденсата $143,2^\circ\text{C}$; температура теплоносителя, поступающей в модуль приготовления воды 95°C . Расход пара $15 \text{ м}^3/\text{ч}$, расход воды $30,92 \text{ м}^3/\text{ч}$. Выбираю пластинчатый теплообменник серии TS6-MFG компании Alfa Laval.

Выбор водоподготовительной установки

Производительность оборудования станции водоподготовки принята $43,2 \text{ м}^3/\text{ч}$. Умягчение воды осуществляется методом ионного обмена при фильтровании исходной воды через слой ионообменной смолы. Регенерацию смолы выполняют таблетированной поваренной солью. Для получения питательной воды, соответствующей нормам качества для паровых котлов, необходимо предусмотреть умягчение второй ступени методом Na-катионирования при пропускании воды поступающей с установки 1-й ступени через слой ионообменной смолы. Установка работает в автоматическом режиме.

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

Для удаления из воды растворённого кислорода предусматривается установка полной деаэрации воды WSM-V.

Вода после второй ступени химводоподготовки подаётся в деаэрационный модуль с температурой 55 °С. Нагрев предусматривается в пластинчатом теплообменнике Alfa Laval M10-MFM водой котлового контура с температурой $t_1 = 130$ °С, $t_2 = 70$ °С.

Для удаления из подпиточной воды, поступающей из открытого расширительного бака, растворённого кислорода, применён химический способ – дозирование сульфита натрия.

Дозирование осуществляется насосом в зависимости от расхода воды.

Выбираю основное водоподготовительное оборудование:

установка умягчения STF-2469-9500 завода-изготовителя HYDROTECH (4 шт.) с расходом 7,3–10,8 м³/ч:

- ионообменный бак с распределительной системой и ионообменной смолой;
- управляющий вентиль;
- микропроцессорное устройство управления;
- бак солевого раствора;
- контроль уровня для бака солевого реагента.

Фильтр тонкой очистки Honeywell F76S 80FD (2 шт.)

Установка умягчения HYDROTECH SDF 3672-2900 (1 шт.) с расходом 16,4–26 м³/ч.

Накопительная ёмкость питательной воды $V = 50$ м³

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

5 НАУЧНАЯ ЧАСТЬ. ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В КОНТАКТНОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ

Введение

Для повышения экономичности котельных установок могут быть применены устройства, в которых дополнительная тепловая энергия передается от продуктов сгорания к воде контактными способом. Дымовые газы в контактных теплообменных аппаратах охлаждаются до температуры 40-50 °С, так что от продуктов сгорания отбирается не только теплота за счет их охлаждения, но и теплота конденсации водяных паров, полученных в результате сгорания топлива. Это существенно повышает КПД котлов [22].

Существуют многочисленные конструкции контактных водонагревателей различной теплопроизводительности. Среди них можно выделить контактные аппараты с пассивной насадкой и контактные аппараты с активной насадкой (КТАН).

Контактные теплообменные аппараты с активной насадкой имеют некоторые преимущества перед контактными аппаратами с пассивной насадкой, например чистоту нагреваемой воды, которая не имеет прямого контакта с дымовыми газами, меньшее гидродинамическое сопротивление аппарата и возможность создания циркуляции теплоносителя без разрыва струи.

В утилизаторе (рисунок 5.1) дымовые газы на входе в контактный аппарат увлажняются, причем происходит нагрев орошающей воды и одновременная конденсация водяных паров из дымовых газов. Нагретая вода и конденсат служат промежуточными теплоносителями при передаче теплоты от дымовых газов к нагреваемой воде, циркулирующей в трубном пучке.

При увлажнении дымовых газов происходит их очистка от содержащихся в них различных вредных соединений.

Трубный пучок КТАН может иметь несколько независимых рядов горизонтальных трубок, которые объединяются своими коллекторами, что позволяет нагревать в аппарате различные потоки воды (сырую воду, химически очищенную и др. (рисунок 5.2).

При работе котлов на природном газе конденсат, образующийся при охлаждении дымовых газов, не содержит вредных соединений и его можно направить прямо в водоподогревательную установку для дальнейшего

										Лист
										50
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ					

использования в качестве подпиточной или питательной воды. При работе котлов на высокосернистом мазуте конденсат водяных паров из дымовых газов будет содержать окислы серы и другие примеси, поэтому его необходимо подвергать специальной очистке.

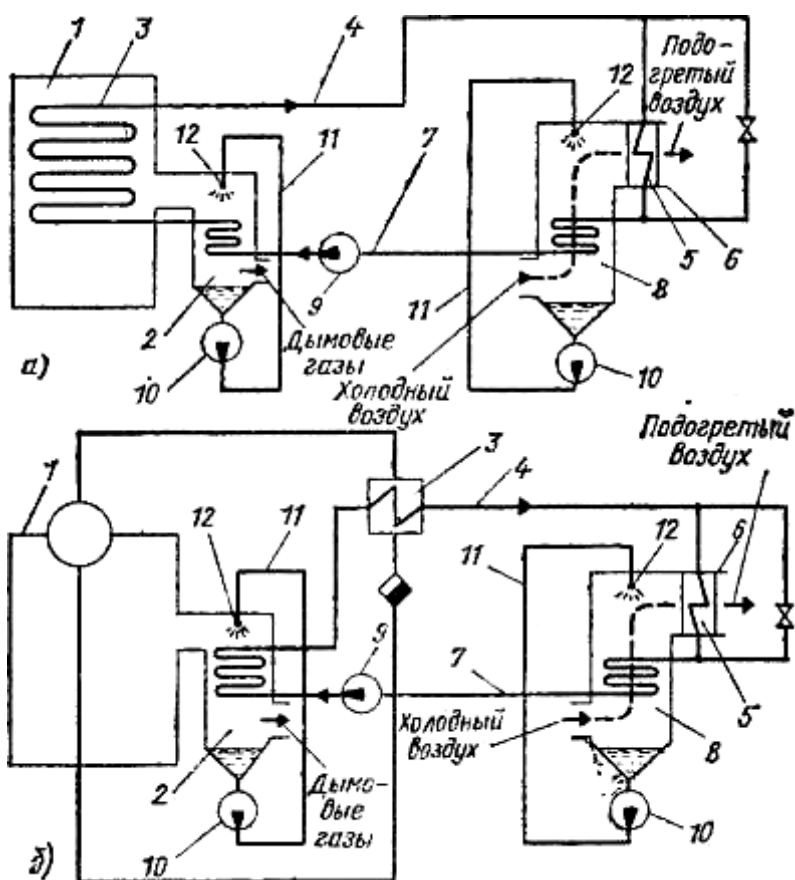


Рисунок 5.1 – Принципиальная тепловая схема установки КТАН

а – котельная с водогрейными котлами; б – котельная с паровыми котлами;
 1 – котел; 2 – КТАН-утилизатор; 3 – вторая ступень подогрева теплоносителя;
 4, 7, 11 – трубопроводы теплоносителей; 5 теплообменник; 6 – воздуховод; 8 –
 КТАН-подогреватель воздуха; 9 – насос сетевой; 10 – насос орошаемой воды;
 12 – распылитель

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.04.01.2017.213.01 ПЗ

Лист

51

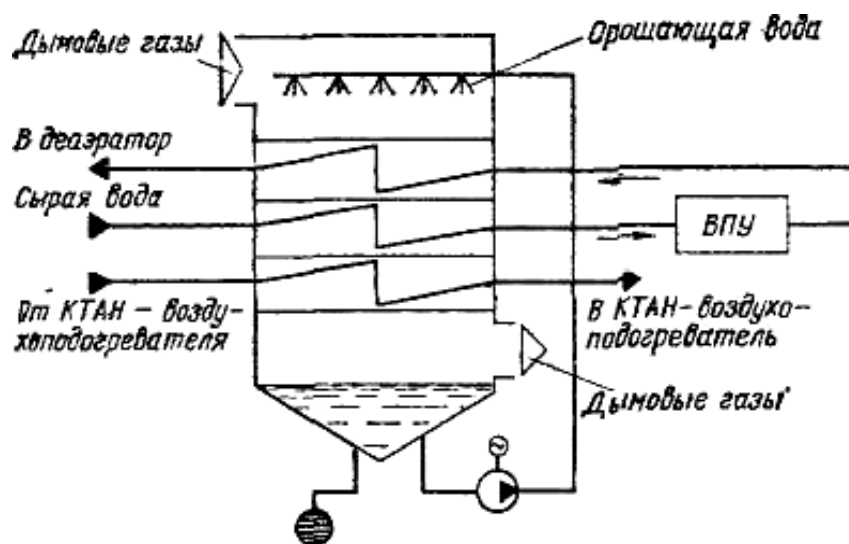


Рисунок 5.2 – Схема подогрева воды различного назначения в КТАН

или нейтрализации. Контактные аппараты могут быть применены не только для утилизации теплоты дымовых газов, но и для предварительного подогрева воздуха, подводимого в топку котлов, или использоваться в приточных системах вентиляции и воздушного отопления.

В случае подогрева воздуха в КТАН-подогревателе теплоносителем для него может служить вода, нагретая в КТАН-утилизаторе, или любой другой низкопотенциальный теплоноситель.

Латгипропром, РПИ (Рижский политехнический институт), ВНИПИ – энергопром и Гипрополимер разработали комплексную систему теплоснабжения с применением контактных аппаратов, которые устанавливаются на трактах газоходов за котлами, а также на вводах тепловых сетей для подогрева воздуха в системах воздушного отопления, схема которых показана на рисунке 5.1.

Система работает следующим образом. Холодный теплоноситель по обратному трубопроводу 7 поступает в контактный теплообменный аппарат 2, в котором, отбирая теплоту уходящих дымовых газов, нагревается до температуры 50° С. Далее теплоноситель нагревается в теплообменнике 3 паром до температуры 150° С, а в случае необходимости и выше и по прямому трубопроводу 4 попадает во второй теплообменник 5, в котором отдает большую часть своей теплоты подогреваемому воздуху. Затем теплоноситель попадает в контактный теплообменный аппарат 8 и охлаждается до температуры 20 – 25 °С, отдавая свою теплоту холодному воздуху, и сетевым насосом 9 подается по обратному трубопроводу 7 к КТАН-утилизатору.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.04.01.2017.213.01 ПЗ

Лист

52

Применение системы теплоснабжения с использованием низкопотенциальной теплоты в котельной с установкой контактных теплообменных аппаратов с активной насадкой, по сравнению с традиционными решениями тепловых схем котельных, дает экономию топлива 7 – 12 %, экономию капитальных вложений в систему теплоснабжения 5 – 15 % (в том числе сокращение металлоемкости тепловых сетей до 15 – 20 %) и экономию эксплуатационных затрат 5 – 15 % [23].

5.1 Идентификация параметров математической модели тепломассообменных процессов в контактном теплообменнике

Многие исследователи предлагали разнообразные математические модели для теплообменных процессов.

Для описания тепломассообменного процесса в контактном теплообменнике предложена ячеечная математическая модель, использующая математический аппарат теории цепей Маркова [24]. Процесс представлен двумя параллельными цепями ячеек: одна – для движения воды, другая – для движения содержащего влагу газа. Перенос теплоты и массы между соседними ячейками цепей описан обычными балансовыми уравнениями с локальными потенциалами переноса; перенос вдоль цепей описан переходными матрицами, учитывающими детерминированную и стохастическую составляющие движения сред.

При числе ячеек m длина каждой ячейки составляет $\Delta x = L/m$, где L – высота аппарата. Распределение всех параметров процесса по рабочей высоте представлено в виде векторов-столбцов размера $m \times 1$. Состояние процесса рассматривается через малые промежутки времени $\Delta \tau$, тогда текущее время определится как $\tau_i = (i-1)\Delta \tau$, где i – номер временного перехода, являющийся дискретным аналогом времени. В течение времени $\Delta \tau$ сходственные ячейки параллельных цепей обмениваются теплотой и массой влаги и переходят в соседние ячейки своих цепей благодаря движению сред. Кинетика массообмена может быть описана рекуррентными матричными равенствами:

$$M_2^i = M_{2v}^i + M_{2g}^i; \quad (5.1)$$

$$M_{2v}^{i+1} = P_2^i (M_{2v}^i + \Delta M_{12}^i) + \Delta M_{2vf}^i; \quad (5.2)$$

$$M_{2g}^{i+1} = P_2^i M_{2g}^i + \Delta M_{2gf}^i; \quad (5.3)$$

$$M_1^{i+1} = P_1^i (M_1^i - \Delta M_{12}^i) + \Delta M_{1f}^i; \quad (5.4)$$

					13.04.01.2017.213.01 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

$$\Delta M_{12}^i = \beta(\rho_w^i - \rho_v^i)S\Delta\tau, \quad (5.5)$$

где индексы 1 и 2 относятся к жидкостям и парогазовой фазе соответственно; индексы v и g – к паровой и газовой составляющей парогазового потока; $\rho_w^i = \rho_w^i(t_1^i)$ и $\rho_v^i = \rho_v^i(d^i)$ – векторы парциальных давлений влаги над поверхностью воды и в газе, рассчитываемые по эмпирическим соотношениям; d^i – вектор влагосодержаний в газе, кг/кг; β – вектор коэффициентов массоотдачи; $S = S_s F \Delta x$ – поверхность массообмена в ячейке (F – площадь поперечного сечения аппарата); S_s – удельная поверхность насадки; оператор \cdot^* означает поэлементное перемножение векторов.

В соотношениях (5.2) – (5.4) векторы с индексом f – векторы подачи сред от внешних источников, т. е. от поступающих в цепи расходов воды и парогазовой смеси. В этих векторах все элементы равны нулю, кроме элементов с номерами ячеек, куда они подаются: $\Delta M_{2vfm} = G_{20}\Delta\tau d_0 / (1 + d_0)$, $\Delta M_{2gfm} = G_{20}\Delta\tau / (1 + d_0)$, $\Delta M_{2vf1} = G_{20}\Delta\tau$, где d_0 – начальное влагосодержание в подаваемом газе.

Матрицы P_1 и P_2 описывают продольное движение сред вдоль соответствующих цепей. Правила их построения подробно описаны в работах. В каждом столбце матрицы, относящемся к ячейке с определенным номером, размещены доли массы переносимой среды в строках с номерами ячеек, куда этот перенос происходит. Матрицы не являются постоянными, так как эти доли зависят от расходов сред через ячейки, которые меняются в процессе массообмена.

Кинетика теплообмена описывается системой рекуррентных матричных равенств, аналогичной системе (5.1) – (5.5):

$$Q_2^{i+1} = P_2^{i*} (Q_2^i - \Delta Q_{21}^i) + \Delta Q_{2f}^i; \quad (5.6)$$

$$Q_1^{i+1} = P_1^{i*} (Q_1^i + \Delta Q_{21}^i - r^i \cdot \Delta M_{12}^i) + \Delta Q_{1f}^i; \quad (5.7)$$

$$\Delta Q_{21}^i = \alpha \cdot (t_2^i - t_1^i) S \Delta\tau, \quad (5.8)$$

где α – вектор коэффициентов теплоотдачи; r – вектор удельной теплоты испарения в ячейках.

Переход от запасов теплоты в ячейках к их температурам и расчет текущего распределения влагосодержания осуществляется по следующим соотношениям:

$$t_1^{i+1} = Q_1^{i+1} / (M_1^{i+1} \cdot c_w + V_f \rho_f c_f); \quad (5.9)$$

$$t_2^{i+1} = Q_2^{i+1} ./ (M_{2g}^{i+1} \cdot c_g + M_{2v}^{i+1} \cdot c_v); \quad (5.10)$$

$$d^{i+1} = M_{2v}^{i+1} ./ M_{2g}^{i+1}, \quad (5.11)$$

где V_f , ρ_f , и c_f – объем, плотность и удельная теплоемкость насадки в ячейке; оператор $./$ означает поэлементное деление векторов.

Описанная выше модель позволяет рассчитывать переходный процесс в контактном теплообменнике из любого заданного начального распределения параметров и выходить на установившийся режим его работы. Очевидным ее преимуществом является то, что она описывает межфазное взаимодействие по локальным разностям потенциалов переноса, а не по их средним значениям, как традиционные балансовые методы расчета. Однако достоверность расчетных прогнозов по этой модели существенно зависит от того, насколько достоверно описаны коэффициенты переноса: коэффициент теплоотдачи α и коэффициент массоотдачи β , то есть насколько достоверно выполнена идентификация модели. Кроме того, для полного расчета контактного теплообменника нужны достоверные сведения о его аэродинамическом сопротивлении.

Для идентификации параметров математической модели использовались данные Научно-исследовательского института санитарной техники и оборудования зданий и сооружений [19]. Экспериментальные исследования проводились на лабораторной установке, в которой холодную воду, поступающую из артезианской скважины с температурой $t_{1in} = 12^\circ\text{C}$, нагревали в контактной камере диаметром $D = 200$ мм, загруженной кольцами Рашига размера $35 \times 35 \times 4$ мм. Высота слоя засыпки изменялась и составляла $H = 110, 310, 700$ и 1000 мм. В качестве теплоносителя использовались уходящие дымовые газы котла с температурой $t_{2in} = 200 - 260^\circ\text{C}$. Скорость газов изменялась в диапазоне $w_2 = 0,4 - 1,9$ м/с, а влагосодержание $d_{in} = 100 - 120$ г/кг сух. газа. Плотность орошения насадки водой g_0 изменялась в широких пределах от 3 до $55 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$. Схема движения теплоносителей – противоток.

На рисунке 5.3 представлены результаты исследования зависимости температуры дымовых газов t_{2out} (только для высоты слоя насадки $H = 1000$ мм), влагосодержания d_{out} на выходе из контактной камеры от температуры подогрева воды t_{1out} . Изменение величины t_{1out} достигалось путем изменения расхода воды (плотности орошения).

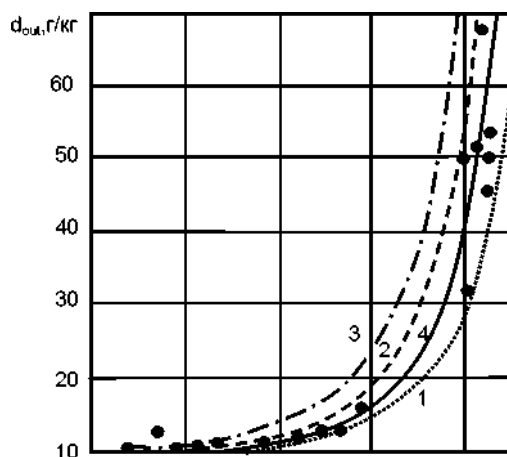


Рисунок 5.3 Сопоставление результатов расчетов зависимости влагосодержания уходящих дымовых газов от температуры подогрева воды в контактной камере с экспериментальными данными [19]: 1 – расчет коэффициентов тепло- и массоотдачи по методике [27]; 2 – [23]; 3 – [31]; 4 – по формулам (5.12) и (5.13)

Уменьшение плотности орошения приводит к увеличению подогрева воды, а следовательно, величины t_{1out} . При этом степень охлаждения дымовых газов ($t_{2in} - t_{2out}$) уменьшается, а величины t_{2out} и d_{out} увеличиваются.

Расчеты с помощью разработанной математической модели с учетом замыкающих соотношений для расходных и теплофизических параметров дымовых газов и воды [4] выполнялись при использовании для определения коэффициентов тепло- и массоотдачи трех различных методик: [28], [25] и [34]. Результаты этих расчетов представлены на рисунке 1 кривыми 1, 2 и 3.

Еще более интересным является анализ влияния плотности орошения g_0 . На рисунке 5.4 в качестве примера представлена зависимость t_{2out} от g_0 для высоты слоя насадки $H = 1000$ мм.

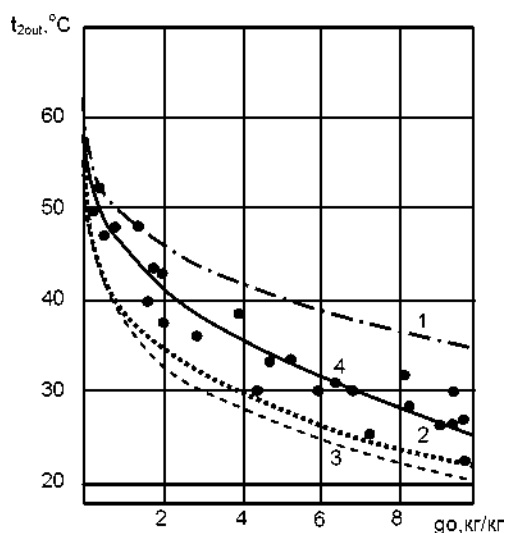


Рисунок 5.4. Сопоставление результатов расчетов зависимости температуры уходящих дымовых газов от интенсивности орошения насадки в контактной камере с экспериментальными данными [3] при высоте слоя насадки 1000 мм: 1 – расчет коэффициентов тепло- и массоотдачи по методике [28]; 2 – [25]; 3 – [34]; 4 – по формулам (5.12) и (5.13)

Анализ всех полученных результатов показывает, что методика [27] дает заниженные значения t_{2out} и d_{out} , а методики [23] и [31] – завышенные. Очевидно, что необходимо построить формулы для Nu и Nu_D исходя из условия наилучшего совпадения с экспериментальными данными. Работа так же была выполнена авторами Елиным Н. Н., Мизоновым В.Е., Якимычевым П.В.

В результате обработки всех представленных экспериментальных данных получена формула, наиболее адекватно их описывающая:

$$Nu = 0,016Re_g^{1,3} Pr^{0,33} \text{ при } Re_2 < 200, \quad (5.12)$$

$$Nu = 0,035Re_2^{0,67} Pr^{0,33} gw^{0,17} \text{ при } Re_2 \geq 200, \quad (5.13)$$

где $Re_2 = w_2 D_r / \nu_2$; $gw = G_1 / G_2$; D_r – эквивалентный диаметр частицы, равный отношению ее шестикратного объема к площади поверхности.

Последний множитель в формуле (5.13) учитывает тот факт, что при увеличении интенсивности орошения gw , начиная с некоторого Re_g , коэффициенты тепло- и массопереноса увеличиваются за счет интенсивного

волнообразования на поверхности пленки воды. Для расчета коэффициентов массоотдачи следует использовать гипотезу об аналогии процессов тепло- и массообмена (так называемую «тройную аналогию»), согласно которой если для расчета теплоотдачи получено уравнение вида $Nu = a Re^n Pr^m$, то для расчета массоотдачи, происходящей в аналогичных условиях, используется уравнение $Nu_D = a Re^n Pr_D^m$, где a , n и m – одни и те же величины, а «диффузионные» числа Нуссельта и Прандтля определяются по формулам

$$Nu_D = \beta I / D_{vg}; Pr_D = \nu / D_{vg}, \quad (5.14)$$

где D_{vg} – коэффициент диффузии водяного пара в газе.

Результаты расчетов, выполненных с использованием формул (5.12) и (5.13), представлены на рисунках 5.3 и 5.4 кривыми 4.

Результаты показывают вполне удовлетворительную сходимость расчетных и экспериментальных величин.

Математическая модель процесса, дополненная замыкающими соотношениями для расходных и теплофизических параметров дымовых газов и воды и формулами для определения коэффициентов тепло- и массоотдачи, представляет собой инженерную методику расчета контактного утилизатора теплоты. Данная методика реализована в виде компьютерной программы в среде MATLAB.

Проверка адекватности предлагаемой методики проводилась путем сопоставления результатов расчетов контактного утилизатора марки ЭК-БМ-1-1, имеющего диаметр 1000 мм, с результатами его испытаний, выполненных в производственных условиях [21]. Среднее расхождение между рассчитанными и измеренными величинами тепловосприятости составило 6,67%, максимальное – 12,5%.

Для учета влияния расхода воды на гидравлическое сопротивление слоя насадки использовались экспериментальные данные [21], полученные в контактной камере, загруженной кольцами Рашига размера 50X50X5 мм при высоте слоя 800 мм. Плотность орошения изменялась от 5 до 30 м³/(м²ч). Результаты показали, что при увеличении плотности орошения аэродинамическое сопротивление слоя насадки увеличивается весьма заметно. Предложена расчетная формула для аэродинамического сопротивления слоя насадки, учитывающая плотность орошения:

$$\Delta\rho = \left(\mu_2 w p_2 / k_n + b \rho_2 w p_2^2 \right) \cdot (1 + 0,0283 \cdot g o)^{2,15}, \quad (5.15)$$

где μ_2 , ρ_2 , $w p_2$ – динамическая вязкость, плотность и скорость газа, отнесенная ко всему сечению аппарата в рабочих условиях; k_n и b – коэффициент проницаемости и структурный коэффициент слоя насадки:

$$k_n = 0,0067 \omega^3 k_f D_r / (1 - \omega)^2; \quad (5.16)$$

$$b = 1,75(1 - \omega) / (k_f^{0,5} D_r \omega), \quad (5.17)$$

где k_f – коэффициент формы частиц, из которых состоит слой насадки, равный отношению площади поверхности шара, имеющего такой же объем, как частица, к площади поверхности этой частицы; ω – пористость слоя частиц. Для колец Рашига можно легко рассчитать величины D_r и k_f .

В формуле (5.15) первый сомножитель представляет сопротивление неорошаемой насадки, и поэтому при $g_0 = 0$ эта формула совпадает с известной из [32] расчетной зависимостью для «двучленной» фильтрации. Второй сомножитель учитывает дополнительное сопротивление, обусловленное уменьшением проходного сечения для газа, волнообразованием на поверхности пленки воды и другими факторами.

5.2 Расчет контактного теплообменника с активной насадкой [21]

В качестве как единственный из вариантов схемы можно вместо экономайзеров использовать контактные теплообменники с активными насадками.

Тепловой расчет КТАН

Характеристика топлива, сжигаемого в котельных агрегатах [1]:

CH_4 –94,9%; C_2H_6 –3,3%; C_3H_8 –0,4%; C_4H_{10} –0,1%; C_5H_{12} –0,3%; N_2 –0,9%;
 CO_2 –0,4%; Q_n^p –36,712 М Дж/м³; ρ_m – 0,758 кг/м³

Расчеты сведем в таблицу 5.1

Таблица 5.1 – Результаты теплового расчета КТАН

Расчетная величина	Обозн.	Размерн.	Расчетная формула или способ определения	Результат расчета
Расход воды через КТАН	$G_{\text{КТАН}}$	кг/с	$G_{\text{исх}}$	519,785

Продолжение таблицы 5.1

Теоретический объем воздуха для сжигания газа	V^0	$\text{м}^3/\text{м}^3$	$0,0476(0,5\text{CO} + 0,5\text{H}_2 - \text{O}_2) + 0,0476\sum\left(m + \frac{n}{4}\right)\text{C}_m\text{H}_n$	9,522
Теоретический объем соедин. RO_2 в продуктах сгорания топлива	$V_{\text{RO}_2}^0$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	$0,01(\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S}) + 0,01\sum m\text{C}_m\text{H}_n$	1,037
Теоретический объем соединений R_2 в продуктах сгорания топлива	$V_{\text{R}_2}^0$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	$0,79V^0 + 0,01\text{N}_2$	7,600
Теор. объем вод. паров в прод. сгорания топлива	$V_{\text{H}_2\text{O}}^0$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	$0,01(\text{H}_2\text{S} + \text{H}_2) + 0,01\sum 0,5n\text{C}_m\text{H}_n + 0,0161V^0$	2,18
Коэффициент избытка воздуха	α	-	Принимается	1,15
Объем азота в продуктах сгорания	V_{N_2}	$\text{м}^3/\text{м}^3$	$V_{\text{R}_2}^0 + 0,79(\alpha - 1)V^0$	1,2
Объем воды в продуктах сгорания	$V_{\text{H}_2\text{O}}$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161(\alpha - 1)V^0$	2,203
Объем кислорода в продуктах сгорания	V_{O_2}	$\text{м}^3/\text{м}^3$	$V_{\text{O}_2}^0 + 0,21(\alpha - 1)V^0$	2,160
Массовый расход сухих газов	$G_{\text{сг}}$	$\text{кг}/\text{м}^3$	$\rho_{\text{O}_2}V_{\text{O}_2} + \rho_{\text{N}_2}V_{\text{N}_2} + \rho_{\text{CO}_2}V_{\text{CO}_2}$	13,34
Расход топлива на котел	B	$\text{кг}/\text{с}$	$\frac{D_k^{1,4}(i_{1,4}'' - i_{\text{нг}}) + G_{\text{нр}}(i_{\text{кв}} - i_{\text{нг}})}{Q_{\text{н}}^p \eta_{\text{КА}}} 100$	1,986
Температура дымовых газов на входе в КТАН	t_2'	$^{\circ}\text{C}$	Характеристика котла	140
Температура дымовых газов на выходе из КТАНа	t_2''	$^{\circ}\text{C}$	—	60
Падение энтальпии дымовых газов в КТАНе	ΔI	$\text{кДж}/\text{кг}$	—	65,5
Температура воды на входе в КТАН	t_6'	$^{\circ}\text{C}$	Из расчета паровой части котельной	6,08
Температура воды на выходе из КТАНа	t_6''	$^{\circ}\text{C}$	$t_6' + \Delta I \cdot \frac{B \cdot G_{\text{сг}}}{4,19 \cdot G_{\text{КТАН}} \cdot \rho_m}$	10,32
Скорость газов	w_2	$\text{м}/\text{с}$	—	7
Скорость воды в трубках	w_6	$\text{м}/\text{с}$	—	1,5

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

13.04.01.2017.213.01 ПЗ

Лист

60

Продолжение таблицы 5.1

Коэффициент	A_1	$\frac{\text{Вт}\cdot\text{с}^{1,15}}{\text{м}^{3,15}\cdot\text{°C}}$	-	100
Коэффициент теплоотдачи со стороны дымовых газов	α_1	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{°C}}$	$A_1 w_g^{0,8} w_e^{0,35}$	546,65
Толщина стенки трубок насадки	δ	м	-	0,002
Внутренний диаметр трубок насадки	$d_{вн}$	м	-	0,018
Средняя температура воды в насадке	t_{cp}	°C	$\frac{t''_{КТАН} + t'_{КТАН}}{2}$	10,13
Коэффициент	A_2	$\frac{\text{Вт}\cdot\text{с}^{0,8}}{\text{м}^{2,6}\cdot\text{°C}}$	$1400 + 18t_{cp} - 0,035t_{cp}^2$	1581,7
Коэффициент теплоотдачи со стороны воды	α_2	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{°C}}$	$A_2 \frac{w_g^{0,8}}{d_{вн}^{0,2}}$	4885,88
Коэф. теплопроводности материала трубок насадки	λ	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$	Справочник	55
Коэффициент теплопередачи	k	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$	$\frac{0,9 \cdot 0,99}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$	430,36
Среднелогарифмический Температурный напор	Δt_{cp}	°C	$\frac{(t'_2 - t''_{КТАН}) - (t''_2 - t'_{КТАН})}{\ln \frac{(t'_2 - t''_{КТАН})}{(t''_2 - t'_{КТАН})}}$	83,12
Площадь насадки	F	м ²	$\frac{Q_{КТАН} \cdot 10^3}{\Delta t_{cp} k}$	6,205
Количество трубок	n	шт.	$\frac{4G_{КТАН}}{w_g \rho_g \pi d_{вн}^2}$	34
Общая длина трубок	$L_{общ}$	м	$\frac{F}{\pi d_n}$	89,823
Длина одной трубки	L	м	$\frac{l_{общ}}{n}$	2,64
Количество секций в змеевике	z	шт.	Принимается	10
Длина одной секции	L'	м	$\frac{l}{z} - 2\pi d_n$	0,1376
Высота насадки	h	м	$6d_n(z - 1)$	1,08
Средняя температура газов	t_g^{cp}	°C	$\frac{t'_2 + t''_2}{2}$	100
Проходное сечение для газов	F_k	м ²	$\frac{BG_{gz}(273 + t_g^{cp})}{273w_g}$	6,85

Окончание таблицы 5.1

Расстояние между трубками	ψ	м	$\frac{F_k}{(l' + 1,5d_n)(n+1)} - \frac{d_n}{n+1}$	0,806
Шаг труб	a	м	$d_n + \psi$	0,828
Ширина насадки	b	м	$(n+1)a$	28,98
Расход орошающей воды	G_{op}	м ³ /ч	$7,5(l' \cdot b)$	29,907

Гидравлический расчет КТАН

Таблица 5.2 Гидравлический расчет КТАН

Расчетная величина	Обозн.	Размерн.	Расчетная формула или способ определения	Результат расчета
Местные потери давления на входе из подводящей трубы в коллектор	Δh_1	кПа	$\xi_1 \frac{\rho W_1^2}{2} m_1$	0,768
Местные потери давления на входе из коллектора в трубки пакета	Δh_2	кПа	$\xi_2 \frac{\rho W_2^2}{2} m_2$	1,052
Местные потери давления при повороте потока на 180° в трубках	Δh_3	кПа	$\xi_3 \frac{\rho W_6^2}{2} m_3$	6,456
Местные потери давления на выходе из трубок пакета в коллектор	Δh_4	кПа	$\xi_4 \frac{\rho W_6^2}{2} m_4$	1,322
Местные потери давления на выходе из коллектора в отводящую трубу	Δh_5	кПа	$\xi_5 \frac{\rho W_5^2}{2} m_5$	0,192
Линейные потери давления на трение в трубках пакета	Δh_{mp}	кПа	$\lambda l \frac{\rho W^2}{2} K$	28,568
Общее гидравлическое сопротивление КТАН	H	кПа	$\Sigma \Delta h_i + \Delta h_{mp}$	38,358

6 ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ

Одним из самых ярких примеров энергосбережения в данной работе является установка экономайзеров POLYCOMP OVV 19 на водогрейные котлы POLYCOMP KUH 19 для утилизации теплоты уходящих газов. Главным преимуществом при установке экономайзеров является экономия топлива, и, как следствие, возрастает КПД котлов (до 96-97 %). Легко переоборудовать уже существующие системы [35].

Экономайзер представляет собой сварной теплообменник, технические характеристики указаны в таблице 6.1, предназначенный для установки за котлом со штуцерами для подачи и слива воды, смотровыми отверстиями на стороне дымовых газов.

Таблица 6.1 – Техническая характеристика экономайзера OVV 19

Наименование	Ед измерения	Показатели
Тепловая мощность (газ/ ж.т)	кВт	735,44/685,11
Температура воды на входе	°С	75
Температура воды на выходе (газ/ ж.т)	°С	98,17/ 96,58
гидравлическое сопротивление	мбар	11
Объёмный расход воды ovv	м ³ /ч	28
Температура срабатывания предохранительного термостата	°С	115
Давление срабатывания предохранительного клапана	бар	6
Мощность	Включена в номинальную мощность котла	
Тип экономайзера		ovv 7/2200/1472/1WZ2
Водяной объём ovv	л	141
Материал пучка		Оцинкованная сталь
Минимально допустимая температура на входе ovv	°С	60

В дипломном проекте в качестве теплообменного оборудования подобраны исключительно пластинчатые теплообменники и это тоже является одним из методов энергосбережения. При проектировании инженерных систем каждый технический специалист оказывается перед выбором: какой тип теплообменника использовать в той или иной проектной схеме, что установить на своем объекте, пластинчатый теплообменник или кожухотрубный?

Сравним технико-экономические характеристики кожухотрубных и пластинчатых теплообменников, рассмотрим их преимущества и недостатки.

Среди теплообменников всех типов именно пластинчатые теплообменники обладают самой высокой теплообменной способностью. Они имеют также целый ряд других существенных преимуществ по сравнению с другими типами теплообменного оборудования [40]:

благодаря турбулентному потоку теплообмен проходит наиболее интенсивно, загрязнение теплообменных поверхностей минимально;

пластинчатые теплообменники очень компактны (малая металлоемкость на 1 Гкал), не требуют устройства специальных фундаментов;

простота в обслуживании: легко открываются для обслуживания и ремонта, очистка пластинчатых теплообменников требует во много раз меньше затрат труда, чем теплообменников других типов; объем воды небольшой, вследствие чего регулирование осуществляется быстро;

теплообменники могут быть гибко подобраны по мощности, а впоследствии их мощность легко может быть изменена;

в качестве материала пластин может использоваться нержавеющая или кислотостойкая сталь (обычный материал – сталь AISI 316), отсутствует опасность коррозии благодаря возможности правильно подобрать материал;

в трубчатых теплообменниках по истечении определенного времени на внутренних поверхностях появляются «свищи» и теплоноситель внутреннего и внешнего контуров смешивается, в результате чего происходит засорение и образование накипи на внутренних поверхностях труб котлов. Особый сплав пластинчатых теплообменников не поддается коррозии, что позволяет надежно использовать их длительное время, а вода внутреннего теплового контура не может перемешаться с водой внешнего контура;

стоимость пластинчатого теплообменника из расчета на 1 Г кал (с учетом затрат на приобретение, установку, обслуживание) меньше трубчатого теплообменника.

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>64</i>

Таблица 6.2 – Пример технико-экономического сравнения теплообменников для нагрева воды ГВС мощностью 570 кВт

Критерий сравнения	Пластинчатый ТО	Кожухотрубный
Площадь теплообмена, м ²	7,08	54,4
Коэффициент теплоотдачи, ккал/м ²	4568,9	604,8
Площадь под монтаж, м ²	2	16
Вес общий, кг	215	1808
Стоимость ТО, тыс.руб.	93,65	183,8
Стоимость монтажа ТО, тыс.руб.	2,3	14,9
Стоимость смонтированного комплекса ТО, тыс.руб.	66,0	128,7
Эксплуатационные затраты на ТО, %/год	1,5	8
Затраты на эксплуатацию ТО тыс. руб./год	1,0	103
Срок эксплуатации ТО	30-35	7-10
Итоговая стоимость эксплуатации ТО в течение 10 лет, тыс. руб., включая	76	231,7

При проведении сравнения в таблице 6.2 не учитывалась стоимость монтажных работ, которая составляет 3-9 % от стоимости оборудования для пластинчатых теплообменников и 20-40 % для кожухотрубных теплообменников. Также не учитывались и эксплуатационные, которые заведомо ниже для пластинчатых теплообменников.

7 КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ, ЗАЩИТА И АВТОМАТИКА КОТЕЛЬНОЙ

Надёжная, экономичная и безопасная работа котельной с минимальным числом обслуживающего персонала возможна только при наличии теплового контроля, автоматического регулирования и управления технологическими процессами, сигнализации и защиты оборудования [17].

Общими задачами контроля и управления работой котельного агрегата является обеспечение:

выработки в каждый данный момент необходимого количества тепла и горячей воды при определённых её параметрах – давлении и температуры;

экономичности сжигания топлива, рационального использования электроэнергии для собственных нужд установки и сведения потерь теплоты к минимуму;

надёжности, т.е. установление и сохранение нормальных условий работы котла, исключающих возможность неполадок и аварий как собственно агрегата, так и вспомогательного оборудования.

Персонал, обслуживающий данный агрегат постоянно должен иметь ясное представление о режиме работы на основании показаний контрольно-измерительных приборов, которыми должен быть оснащён котёл. Эти приборы делят на пять групп:

- расхода горячей воды, топлива, воздуха дымовых газов;
- давлений воды, газа, воздуха и для измерений разряжения в элементах и газоходах котла и вспомогательного оборудования;
- температур воды, топлива, воздуха и дымовых газов;
- уровня воды в баках, уровня топлива в ёмкостях;
- качественного состава дымовых газов и воды.
- С помощью регулирования решаются следующие основные задачи:
- регулирование в определённых пределах заранее заданных значений величин, характеризующих процесс;
- управление, т.с. осуществление обычно дистанционно периодических операций;
- защита оборудования от повреждений из-за нестабильности процессов;
- блокировка, которая обеспечивает автоматическое включение и выключение оборудование, вспомогательных механизмов и органов управления с определённой последовательностью, обусловленной

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

- технологическим процессом.

Перечисленные задачи решаются одновременно и в объёме, зависящем от мощности и стоимости оборудования: чем крупнее и дороже агрегат или установка, тем больше количество процессов автоматизируется.

Кроме приборов, выведенных на щит управления, применяется местная установка контрольно-измерительных приборов:

- термометров, манометров;
- различных тягометров и газоанализаторов;
- расходомеров;
- запально-сигнализирующих устройств.

На шкале манометра должна быть нанесена красная черта на уровне деления, соответствующему рабочему давлению для данного элемента с учётом добавочного давления от веса столба жидкости.

Манометр должен быть установлен так, чтобы его показания были отчётливо видны обслуживающему персоналу, при этом шкала его должна быть расположена вертикально или с наклоном вперёд до 30° для улучшения видимости показаний.

Для водогрейных котлов приборы для измерения температуры воды должны быть установлены на входе и выходе воды.

Допустимая температура горячей воды должна быть отмечена на шкале термометра красной чертой. Для котлов теплопроизводительностью более 4,19 ГДж/ч (1 Гкал/ч) прибор для измерения температуры на выходе из котла должен быть регистрирующим.

При работе котла на жидком топливе на топливопроводе в непосредственной близости от котла должен быть установлен термометр для измерения температуры топлива перед форсунками. Допускается дистанционный контроль этой температуры с установкой вторичного прибора на щите управления котлом.

Приборы необходимы не только для эксплуатации, но и для периодических испытаний, проводимых после ремонтов или реконструкции.

В котельной подлежат автоматизации следующие процессы:

- регулирование в определённых пределах заранее заданных значений величин, характеризующих протекание процесса;
- управление – осуществление периодических операций (обычно дистанционно);
- защита оборудования от повреждений вследствие нарушений процессов;

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						<i>67</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

- блокировка, которая обеспечивает автоматическое включение и выключение оборудования, вспомогательных механизмов и органов управления с определённой последовательностью в соответствии с технологическим процессом.

Пуск, остановка и эксплуатация котла должны производиться в строгом соответствии с инструкцией по эксплуатации котлов, работающих на газовом топливе. Вся аппаратура управления и сигнализации установлена на щитах ЩСУ и ЩСК (щит сигнализации и контроля) стандартизированного изготовления.

Котлоагрегат Polysomp KUN 19 работает на природном газе (дизтопливе) и оборудован автоматикой безопасности розжига и автоматикой регулирования основных процессов работы котлоагрегата – регулятор температуры прямой воды, регулятор соотношения топливо - воздух и регулятор разряжения в топке котла.

Приборы тепломеханического контроля приняты в соответствии со следующими принципами:

- параметры, наблюдение за которыми необходимо для правильного ведения технологического процесса, измеряются показывающими приборами,

параметры, учёт которых необходим для хозяйственных расчётов или анализа работы оборудования, контролируется самопишущими и суммирующими приборами;

- параметры, изменение которых может привести к аварийному состоянию оборудования, контролируются сигнализирующими показывающими приборами.

Регулятором топлива поддерживается постоянная температура воды на выходе из котла. Сигнал от термометра сопротивления, установленного на трубопроводе воды после котла, поступает на регулирующий прибор, сравнивается с заданным и результирующий сигнал управляет исполнительным механизмом регулирующей заслонки на газе (дизеле), тем самым, увеличивая или уменьшая расход топлива.

Регулятор рециркуляции поддерживает температуру воды на входе в котёл, чтобы избежать низкотемпературную коррозию поверхностей нагрева. Это осуществляется подмешиванием горячей воды с выхода котла в обратный трубопровод перед котлом.

Регулятор соотношения «топливо – воздух» получает импульсы по расходу воздуха и газа (дизтоплива), сравнивает его с сигналом от датчика и на основании этого воздействует на направляющий аппарат дутьевого вентилятора, приводя в соответствие соотношение «топливо - воздух».

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>68</i>

Регулятор разряжения поддерживает постоянным разряжение в топке котла, изменением положения направляющего аппарата дымососа (шибера).

Задачей автоматического регулирования теплоисточника является поддержание температуры воды, подаваемой в теплосеть, на заданном уровне, определяемом в соответствии с отопительным графиком. При этом необходимо обеспечить экономное сжигание используемого топлива.

Автоматизация тепломеханического оборудования [1]

В котельной установлены пять водогрейных котлов Polysomr KUH 19 мощностью 19000 кВт с комбинированными горелками АКН-МЕ (газ – дизтопливо) фирмы Polysomr (Чехия).

Устройства автоматики (менеджер горения) смонтированы в шкафу автоматики горелки. Менеджер горения управляет всеми циклами работы горелки. При возникновении аварийной ситуации, автоматика отключает горелку.

Автоматика горелки прекращает подачу топлива при:

- повышении и понижении давления газообразного топлива перед горелками;
- понижении давления воздуха перед горелками;
- погасании факелов горелок.

Шкафы управления ОК100-GKРМЕ1 оснащены следующим оборудованием:

- программное реле LFL;
- регулятор мощности RWF-40;
- вспомогательное реле;
- управляющий переключатель горелки;
- счётчик времени работы для жидкого топлива;
- счётчик времени работы для газа;
- кнопка подтверждения аварийного сигнала;
- сигнальные лампы.

Для эксплуатации отопительных котлов KUH 19 используется система управления Logamatic.

Шкафы управления котлами прекращают подачу топлива к горелкам при:

- повышении температуры воды на выходе из котла;
- повышении и понижении давления воды на выходе из котла.

Автоматика управления котельной прекращает подачу топлива к горелкам при неисправности цепей защиты, включая исчезновение напряжения.

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>69</i>

За счет управления циркуляционным насосом котла и исполнительным механизмом котлового контура (трехходовой смеситель) дополнительный модуль ZM427 обеспечивает необходимые условия работы низкотемпературного отопительного котла с поддержанием минимальной температуры обратной линии.

Система управления и диспетчеризации котельной реализована при помощи системы децентрализованной периферии ET200S и контроллера S7-300 фирмы "SIEMSENS". За работой котельной оператор следит с помощью персонального компьютера, установленного в помещении оператора.

Погодозависимая система управления управляет каскадом котлов в зависимости от температуры наружного воздуха.

Все шкафы управления объединены между собой с помощью шины PROFIBUS.

Для автоматического отключения топлива при сигнале загазованности помещения котельной и отключении электроэнергии предусмотрен клапан электромагнитный предохранительно-запорный. Для дизельного топлива предусмотрен отсечной соленоидный клапан.

Авария и превышение концентрации CO и CH₄ извещается звуковым и световым сигналом в помещении оператора котельной.

Системы приточной и вытяжной вентиляции при пожаре выключаются.

Котельная работает с постоянным присутствием обслуживающего персонала. Поэтому в помещении оператора предусматривается следующая светозвуковая сигнализация:

- остановки котла (при срабатывании защиты);
- причины срабатывания защиты;
- понижения температуры и давления жидкого топлива в общем трубопроводе к котлам;
- повышения и понижения давления газа;
- понижения давления воды в питательной магистрали;
- понижения и повышения давления воды в обратном трубопроводе тепловой сети;
- повышения и понижения уровня жидкого топлива в резервуарах;
- неисправности оборудования установки для снабжения котельной жидким топливом;
- понижении давления в деаэраторе.

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						<i>70</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Автоматизация газоснабжения

Для обеспечения требований по взрывобезопасности в котельном зале смонтирована система контроля загазованности на базе прибора СТТ-1 с двумя выносными датчиками на метан. Аварийная сигнализация этого прибора выведена на его лицевую панель, а также в помещение оператора котельной. Прибор состоит из блока контроля и сигнализации БКС и двух блоков датчиков БД горючих газов. Датчик оксида углерода встроен в БКС, датчики горючих газов находятся в БД. БКС устанавливается на расстоянии 1,5 м от уровня пола, а БД на расстоянии не более 200мм от потолка.

Для автоматического отключения топлива при сигнале загазованности помещения котельной и отключении электроэнергии предусмотрен клапан электромагнитный предохранительно-запорный.

В котельной предусмотрена установка показывающих приборов по давлению (типа НМП-52) и по температуре (типа ТТУ).

Регистрация давления выполняется регистрирующим манометром МТС- 711.

На опусках к котлам предусмотрена установка показывающих приборов по давлению (типа МП4-У).

Электрооборудование

Используются насосы фирм "WILO", "GRUNDFOS", блоки повышения давления и перекачные насосные установки "OILON", а также приточные и вытяжные вентиляторы отечественного производства. Для пуска насосов и вентиляторов большой мощности используются преобразователи частоты фирмы "ABB", для остальных – прямой пуск. Все приточные и вытяжные системы отключаются при пожаре.

По степени надежности электроснабжения потребители котельной относятся к II категории, а сетевые и подпиточные насосы – к I категории.

Питание котельной осуществляется от шести вводно-распределительных панелей ВРУ индивидуальной сборки, расположенных в котельной. Далее распределение электропитания организовано с помощью распределительного шкафа ШР, шкафов управления котлами ШУК№1 – ШУК№5, шкафа управления подпиточными и повысительными насосами ШСН и шкафа контроллера ШК.

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>71</i>

8 ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ

В процессе полного сгорания топлива в дымовых газах образуются углекислый газ CO_2 , водяные пары H_2O , азот N_2 , окислы серы SO_2 (сернистый ангидрид), SO_3 (серный ангидрид) и зола. Из них к числу токсичных относятся окислы серы SO_2 и SO_3 и зола. При высоких температурах в ядре факела топков котлов большой мощности происходит частичное окисление азота, содержащегося в воздухе и топливе. Образуются окислы азота NO (окись азота) и NO_2 (двуокись азота).

При неполном сгорании топлива в топках могут образовываться окись углерода CO , углеводороды CH_4 , C_2H_4 и другие, а также канцерогенные вещества. Продукты неполного сгорания топлива являются вредными компонентами.

Но при современной технике сжигания топлива образование этих компонентов можно исключить или свести к минимуму.

При расчете влияния токсичных компонентов на окружающую среду исходным показателем является выброс данного компонента в единицу времени.

8.1 Расчёт концентрации вредных выбросов

Топливом служит природный газ ОАО «Газ-Сервис» филиал «Бирскгаз».

Характеристика топлива:

Состав газа: $\text{CH}_4 = 94,9\%$, $\text{C}_2\text{H}_6 = 3,3\%$, $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,4\%$, $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,1\%$, $\text{N}_2 = 0,9\%$, $\text{CO}_2 = 0,4\%$

Низшая теплота сгорания газа: $Q_n^p = 8770 \text{ ккал/м}^3 = 36712 \text{ кДж/м}^3$

Плотность газа: $\rho_2^c = 0,758 \text{ кг/м}^3$ при температуре 0°C и давлении $0,10132 \text{ МПа}$

Коэффициент избытка воздуха: $\alpha = 1,15$

Расчет объемов продуктов сгорания сведем в таблицу 8.1.

Таблица 8.1 – Расчёт объёмов продуктов сгорания топлива (из теплового расчёта котла)

№	Наименование величин	Обозначение	Размерность	Значение
1	Коэффициент избытка воздуха	α	—	1,15
2	Теоретический объём воздуха	V^0	$\text{м}^3/\text{м}^3$	9,685

Продолжение таблицы 8.1

3	Теоретический объём трёхатомных газов	$V_{RO_2}^0$	$м^3/м^3$	1,033
4	Теоретический объём водяных паров	$V_{H_2O}^0$	$м^3/м^3$	2,019
5	Теоретический объём двухатомных газов	$V_{N_2}^0$	$м^3/м^3$	8,808
6	Действительный объём водяных паров	V_{H_2O}	$м^3/м^3$	2,042
7	Действительный объём продуктов сгорания (нормальных условиях)	V_2	$м^3/м^3$	12,351

Расчётный объём продуктов сгорания при условиях выхода, $м^3/м^3$:

$$V_p = \frac{P_{ny} \cdot V_{ny} \cdot T}{P \cdot T_{ny}}, \quad (8.1)$$

где $T = 118 \text{ } ^\circ\text{C} = 391,15 \text{ K}$ – температура дымовых газов на выходе из котла;
 $P = 737 \text{ мм. рт. ст.}$ - атмосферное давление.

$$V_p = \frac{760 \cdot 12,351 \cdot 391,15}{737 \cdot 273,15} = 18,238 \text{ } м^3/м^3.$$

8.2 Расчёт максимальной приземной концентрации выбросов из дымовой трубы и выбросов окислов азота [6]

Зимний период

В зимний период работают 5 котлов мощностью 19 МВт каждый.

Расход топлива на 5 котлов, $м^3/с$:

$$B_p = n \cdot \frac{Q}{Q_n^p \cdot \eta}, \quad (8.2)$$

где $Q = 19 \text{ МВт}$ – тепловая мощность одного котла;

$\eta = 96\%$ – КПД котла; n – количество котлов.

$$B_p = 5 \cdot \frac{19}{36,712 \cdot 0,96} = 2,695 \text{ } м^3/с$$

Объём продуктов сгорания, образующихся при работе 5 котлов:

$$V = V_p \cdot B, \quad (8.3)$$

$$V = 18,238 \cdot 2,724 = 49,681 \text{ } м^3/с.$$

Расчёт выбросов оксидов азота:

									Лист
									73
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ				

Суммарное количество оксидов азота, выбрасываемых в атмосферу с дымовыми газами [6]:

$$M_{NO_2} = 0,001 \cdot B \cdot Q_n^p \cdot K_{NO_2} \cdot (1 - \beta), \quad (8.4)$$

где $K_{NO_2} = 0,125$ – параметр, характеризующий количество окислов азота, образующихся на МДж теплоты, кг/МДж;

$\beta = 0$ – применяемые технические решения для снижения выбросов.

$$M_{NO_2} = 0,001 \cdot 2,724 \cdot 36712 \cdot 0,125 \cdot (1 - 0) = 12,5 \text{ г/с.}$$

Летний период

В летний период работает 1 котёл мощностью 19 МВт.

Расход топлива на 1 котёл [5]:

$$B_p = 1 \cdot \frac{19}{36,712 \cdot 0,96} = 0,539 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Объём продуктов сгорания, образующихся при работе 1 котла [27]:

$$V = 18,238 \cdot 0,545 = 9,940 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Расчёт выбросов окислов азота:

Суммарное количество оксидов азота, выбрасываемых в атмосферу с дымовыми газами:

$$M_{NO_2} = 0,001 \cdot 0,545 \cdot 36,712 \cdot 0,1125 \cdot (1 - 0) = 2,251 \text{ г/с,}$$

$$\text{ПДК} = 0,085 \text{ мг/м}^3.$$

8.3 Расчет минимальной высоты дымовой трубы

Даже после очистки в дымовых газах остаются вредные вещества, особенно газообразные, количество которых может значительно превосходить предельно допустимую концентрацию (ПДК) этих веществ в атмосфере. Основным методом снижения концентрации выбросов на уровне земли является рассеивание их через высокие дымовые трубы. Из дымовых труб поток газов выбрасывается в высокие слои атмосферы, перемешивается с воздухом, за счёт чего концентрация вредных веществ на уровне дыхания снижается до нормативного значения. К тому же окисла азота и серы, попавшие в атмосферу, там не накапливаются, т.к. под действием ультрафиолетового излучения сравнительно быстро происходит самоочищение.

									Лист
									74
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ				

Расчёт рассеивания выбросов, согласно которым минимальная высота трубы определяется из условия, что максимальная концентрация вредного вещества в приземном слое C_m не превосходит максимально разовую ПДК этого вещества в атмосферном воздухе.

$$C_m \leq ПДК \quad (11.5).$$

В соответствии с этим уравнением минимально допустимая высота трубы H , м, при которой обеспечивается значение C_m , равное ПДК, при наличии Z труб одинаковой высоты и выброса при температуре выбрасываемых газов большей температуры атмосферного воздуха ($\Delta T > 0$), может быть рассчитана по формуле:

$$H = \sqrt{AFnm\eta \frac{M}{ПДК} \sqrt[3]{\frac{Z}{V_1 \Delta T}}}, \quad (8.6)$$

где M – расход выбрасываемого в атмосферу вещества, г/с;

ΔT – разность температур выбрасываемых газов и атмосферного воздуха;

V_1 – полный расход дымовых газов на срезе (устье) трубы, м³/с;

$A = 160$ – коэффициент, учитывающий рассеивающие свойства атмосферы при неблагоприятных метеорологических условиях.

F – коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосферном воздухе. Для газообразных примесей $F = 1$;

η – поправочный коэффициент на рельеф. Если перепад высот в местности размещения источника выбросов не превышает 50 м на 1 км или препятствия (откосы, каньоны, горная гряда и т.п.) удалены более чем на 50 H , то $\eta = 1$;

m и n – коэффициенты, учитывающие подъем факела над трубой. Проведем расчет минимальной высоты дымовой трубы для зимнего режима работы котельной. Подберем ее высоту и диаметр из стандартных;

$ПДК_{NO_2} = 0,085$ мг/м³ – предельно допустимая концентрация окислов азота.

Определим максимальную концентрацию выбросов в летнем режиме для выбранной трубы и сравним ее с предельно допустимой концентрацией. Если условие будет выполняться, и максимальная концентрация вредного вещества в приземном слое C_m не будет превосходить максимально разовую ПДК, то данная дымовая труба будут соответствовать условиям эксплуатации.

Зимний период

Оптимальная средняя скорость выхода газовой смеси из устья источника выброса:

										Лист
										75
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ					

$$\omega_{онм} = 20 \text{ м/с.}$$

Диаметр устья источника выброса [5]:

$$D_{онм} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_1}{\omega_0 \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 49,681}{20 \cdot 3,14}} = 1,778 \text{ м.}$$

Выбираем из стандартных $D_0 = 2,1 \text{ м.}$

Средняя скорость выхода газоздушнoй смеси из устья источника выброса [33]:

$$\omega_0 = \frac{4 \cdot V_1}{\pi \cdot D_0^2}, \quad (8.7)$$

$$\omega_0 = \frac{4 \cdot 49,681}{\pi \cdot 2,1^2} = 14,350 \text{ м/с.}$$

Разность между температурой выбрасываемых газов и средней температурой воздуха наиболее холодного месяца:

$$\Delta T = t_{yx} - t_{нхм}, \quad (8.8)$$

$$\Delta T = 118 - (-15,8) = 133,8^\circ \text{C}.$$

Задаемся высотами дымовых труб:

$$H_1 = 35 \text{ м,}$$

$$H_2 = 30 \text{ м,}$$

$$H_3 = 25 \text{ м,}$$

Вспомогательные величины [30]:

$$f = \frac{10^3 \cdot w_0^2 \cdot D_0}{H^2 \cdot \Delta T}, \quad (8.9)$$

$$v_m = 0,65 \sqrt[3]{V \cdot \Delta T}, \quad (8.10)$$

$$f_1 = \frac{10^3 \cdot 14,350^2 \cdot 2,1}{35^2 \cdot 133,8} = 2,638,$$

$$f_2 = \frac{10^3 \cdot 14,250^2 \cdot 2,1}{30^2 \cdot 133,8} = 3,591,$$

$$f_3 = \frac{10^3 \cdot 14,350^2 \cdot 2,1}{25^2 \cdot 133,8} = 5,171,$$

$$v_{m_1} = 0,65 \sqrt[3]{49,681 \cdot 133,8 / 35} = 3,736,$$

$$v_{m_2} = 0,65 \sqrt[3]{49,681 \cdot 133,8 / 30} = 3,933,$$

									Лист
									76
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ				

$$v_{.m_3} = 0,65 \sqrt[3]{49,681 \cdot 133,8 / 25} = 4,179.$$

Коэффициенты, учитывающие подъем факела над трубой [28]:

При $f < 100$:

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1\sqrt{f} + 0,34\sqrt[3]{f}}, \quad (8.11)$$

$n = 1$.

При $v_{.m \geq 2}$:

$$m_1 = \frac{1}{0,67 + 0,1\sqrt{2,638} + 0,34\sqrt[3]{2,638}} = 0,767,$$

$$m_2 = \frac{1}{0,67 + 0,1\sqrt{3,591} + 0,34\sqrt[3]{3,591}} = 0,715,$$

$$m_3 = \frac{1}{0,67 + 0,1\sqrt{5,171} + 0,34\sqrt[3]{5,171}} = 0,673,$$

$n_1 = n_2 = n_3 = 1$.

Минимально допустимая высота трубы [28]:

$$H_{1p} = \sqrt{160 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,767 \cdot 1 \cdot \frac{12,5}{0,085} \sqrt[3]{\frac{1}{49,681 \cdot 133,8}}} = 30,981 \text{ м},$$

$$H_{1p} = \sqrt{160 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,715 \cdot 1 \cdot \frac{12,5}{0,085} \sqrt[3]{\frac{1}{49,681 \cdot 133,8}}} = 29,912 \text{ м},$$

$$H_{1p} = \sqrt{160 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,673 \cdot 1 \cdot \frac{12,5}{0,085} \sqrt[3]{\frac{1}{49,681 \cdot 133,8}}} = 29,020 \text{ м}.$$

Из стандартных кирпичных труб выбираем с высотой больше найденной минимальной ($H_{\min} = 29,776$ м),

$$H = 30 \text{ м}.$$

Максимальная приземная концентрация вредных веществ, при выбросе из одиночного источника:

$$C_{.mNO_2} = \frac{AMFm\eta}{H^2 \sqrt[3]{V_1 \cdot \Delta T}}, \quad (8.12)$$

$$C_{.mNO_2} = \frac{160 \cdot 12,5 \cdot 1 \cdot 0,715 \cdot 1 \cdot 1}{30^2 \sqrt[3]{49,681 \cdot 133,8}} = 0,084 \text{ мг/м}^3.$$

Максимальная концентрация выбросов NO_2 в зимний период не превышает $ПДК_{NO_2} = 0,085$ мг/м³.

									Лист
									77
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ				

Летний период

Минимальная высота трубы определяется из условия, что максимальная концентрация вредного вещества в приземном слое C_m не превосходит максимально разовую ПДК этого вещества в атмосферном воздухе.

Скорость газа при высоте трубы 30 м и диаметре трубы 2,1 м найдем по формуле [6]:

$$w_0 = \frac{4 \cdot 9,940}{3,14 \cdot 2,1^2} = 2,871 \text{ м/с.}$$

Находим значения коэффициентов m и n .

$$\Delta T = 118 - 24,1 = 93,9 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$f = \frac{10^3 \cdot 2,871^2 \cdot 2,1}{30^2 \cdot 93,9} = 0,204.$$

Тогда:

$$m_1 = \frac{1}{0,67 + 0,1\sqrt{0,204} + 0,34\sqrt[3]{0,204}} = 1,092,$$

$$v_m = 0,65\sqrt[3]{9,940 \cdot 93,9 / 30} = 2,044 \text{ м/с,}$$

$$n = 1$$

Максимальная концентрация выбросов NO_2 от одного котла [28]:

$$C_m = \frac{160 \cdot 2,251 \cdot 1 \cdot 1,092 \cdot 1}{30^2 \sqrt[3]{9,940 \cdot 93,9}} = 0,026 \text{ мг/м}^3.$$

Максимальная концентрация выбросов NO_2 в летний период не превышает $\text{ПДК}_{\text{NO}_2} = 0,085 \text{ мг/м}^3$.

Проведя расчёты, можно сделать вывод, что выбранная дымовая труба ($H=30$ м $D=2,1$ м) удовлетворяет условию $C_m \leq \text{ПДК}$.

Сточные воды

Для проектируемой котельной предусмотрены следующие системы:

- бытовая канализация;
- производственная канализация (условно-чистых вод);
- канализация солесодержащих сточных вод.

Бытовая канализация отводит бытовые сточные воды от бытовых помещений котельной одним выпуском $d=100$ мм во внутримплощадочную сеть.

									Лист
									78
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ				

Запроектирована наружная сеть бытовой канализации $d=150$ мм с подключением к существующей городской сети $d=1200$.

Производственная канализация предусмотрена для отвода сточных вод от аварийных проливов, мытья полов

и продувки паровых котлов. Выпуск $d=100$ мм запроектирован в продувочный колодец с последующим отводом сточных вод в систему бытовой канализации.

Канализация соледержащих сточных вод запроектирована для отвода сточных вод от системы водоподготовки котельной по выпуску $d=150$ мм в сборник производственных сточных вод емкостью 40 м^3 . Вода после охлаждения барботера также поступает в вышеуказанную емкость. Собранные соледержащие сточные воды вывозятся спецтранспортом на предприятие «Стройком» для приготовления бетонных смесей БРУ. На аварийный случай предусмотрен трубопровод перелива из сборника в сеть бытовой канализации.

Дождевая канализация предусматривает отвод дождевых вод с кровли котельной выполнен с помощью наружного водостока.

Отвод поверхностного стока с территории промплощадки предусмотрен планом организации рельефа. Сеть дождевой канализации с элементом очистки выполнена с площадки для автоцистерны склада топлива. Поверхностные воды через колодец с фильтрующей загрузкой отводятся в струящуюся сеть дождевой канализации.

									Лист
									79
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ				

9 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ И ОХРАНА ТРУДА

В проектируемой котельной г. Бирска будут установлены 5 котлов КУН 19, цель которых – нагрев сетевой воды до 130 °С, котлы чешского производства, работаю на природном газе. В роли вспомогательного оборудования в котельной установлены: сетевые насосы, пластинчатые теплообменники, модуль подготовки воды и другое вспомогательное оборудование, к ними эксплуатационный персонал имеет непосредственное отношение.

Опасные и вредные производственные факторы (ОВПФ) делятся на физические, химические, биологические и психофизические. В ГОСТ 12.0.003-80 «Опасные и вредные производственные факторы» приводится классификация ОВПФ.

9.1 Анализ опасных и вредных производственных факторов

В зоне обслуживания водогрейных котлов машинистом котельной имеют место:

Физические факторы:

- Неудовлетворительные параметры микроклимата;
- Повышенный уровень постоянного шума;
- Повышенный уровень локальной и общей вибрации;
- Освещение;

Химические факторы:

- Вредные примеси в воздухе рабочей зоны;
- Возможные утечки природного газа.

Факторы трудового процесса:

- Динамическая нагрузка;
- Статическая нагрузка;
- Напряжённость труда.

Травмоопасные факторы:

- Повышенное давление теплоносителя;
- Возможность поражения теплоносителем с высокой температурой;
- Разностороннее расположение оборудования, множества лестниц и площадок, в результате чего, возможны падения и травмирование;

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>80</i>

- Движущиеся и вращающиеся части механизмов могут вызвать механическое повреждение тела человека при попадании частей тела в поле действия этих частей механизмов;

- Возможность поражения электрическим током.
- Аварийно возможные ситуации:
- Утечка топлива;
- Взрыв котла;
- Пожар.

9.2 Нормирование факторов рабочей среды и трудового процесса. Организация мероприятий защиты

Воздух рабочей зоны

Воздух рабочей зоны оценивается по метеорологическим и атмосферным условиям на рабочих местах, а именно параметрами микроклимата (температуры воздуха, относительной влажности, скорости движения воздуха, теплового облучения) и составом воздуха, которые определяется спецификой производственной среды.

Микроклимат

Из СанПиН 2.2.4.548-96. «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений» микроклимат производственной среды определяется сочетанием основных параметров: температуры воздуха, относительной влажности и скорости движения воздуха. При благоприятных сочетаниях параметров микроклимата человек испытывает состояние теплового комфорта, при неблагоприятных - организм человека стремится сохранить постоянство температуры тела за счёт терморегуляции, что может привести к ряду физиологических нарушений. На основании ГОСТ 12.1.005-88 «ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны» установлены оптимальные метеорологические условия в рабочей зоне; допустимые и оптимальные величины показателей микроклимата в холодный и теплый периоды года.

Работа оператора котельного агрегата по энергозатратам организма относится к категории 1а и 1б (лёгкий физический труд).

										Лист
										81
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ					

При работе котельной на природном газе образуются оксиды углерода и азота, а также некоторые углеводородные соединения. При увеличении в воздухе концентрации углекислого газа, возникает повышенная утомляемость, головная боль.

Кроме углекислоты мы вдыхаем вредные примеси, оксид углерода или угарный газ СО. Угарный газ, попадая через лёгкие в кровь, вытесняет кислород из его соединений с гемоглобином. При этом нарушается поступление кислорода к тканям, что ведёт к развитию кислородной недостаточности. Оксиды азота раздражающе действуют на слизистую оболочку глаз, носа и остаются в лёгких в виде азотной или азотистой кислот. Опасность воздействия оксидов азота заключается в том, что отравление организма проявляется не сразу, а постепенно, причем каких-либо нейтрализующих средств нет.

Нормы на содержание вредных примесей в воздухе рабочей зоны.

оксид углерода: класс опасности – IV, допустимое значение концентрации – 20 мг/м³;

оксиды азота в пересчёте на NO₂: класс опасности III, допустимое значение концентрации – 5 мг/м³;

диоксид азота в пересчёте на NO₂: класс опасности III, допустимое значение концентрации – 2 мг/м³;

метан: класс опасности – IV, допустимое значение концентрации – 7000 мг/м³;

углеводороды алифатические предельные (в пересчёте на С): класс опасности – IV, допустимое значение концентрации – 300 мг/м³.

Значительное время человек может переносить нагретые удовлетворительно, ощущая лишь нарастающую слабость. Но так как терморегуляция не безгранична, а при выделении пота организм теряет воду и соли, то кровь густеет, затрудняется работа кровеносной системы. В тяжёлых случаях может наступить тепловой удар – резкое, внезапное расстройство нервной системы (обморок). Перегрев тела человека происходит от воздушной среды, а также от стен помещения и оборудования и окружающих предметов.

9.3 Световая среда

Чтобы обеспечить нормальные условия работы все производственные, вспомогательные и бытовые помещения, проходы, проезды и некоторые другие участки территории предприятия должны освещаться. В помещениях, где

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		82

постоянно находится персонал, предусмотрено применение газоразрядных ламп, наружное освещение основных дорог на территории котельной осуществляется с помощью неоновых ламп. В кабельных и теплофикационных тоннелях при установке светильников на высоте менее 2,5 м применяется освещение напряжением не выше 42 В, согласно технике безопасности.

Аварийное освещение на территории котельной предусматривает автоматическое резервирование питания от аккумуляторных батарей, оно обеспечивает условия для дальнейших действий персонала по ликвидации последствий аварий.

Аварийным освещением оборудованы следующие места:

проходы (не более 25% от нормы освещенности);

водо-указательные и измерительные приборы;

тепловые щиты и пульта управления;

вентиляторная и дымососная установки.

Освещения предусмотренные также кроме комбинированного и аварийного – это дежурное, охранное и специальное, защищенное от взрывов освещение.

9.4 Виброакустические факторы

Защита от шума

Источником механического шума в котельном цехе являются насосные установки, вентиляторы с приводом от электродвигателя, и горелки котельных агрегатов. Шум электрических машин образуется при одновременном действии следующих составляющих шумов: магнитный, то есть колебания ротора и статора под действием магнитных сил; аэродинамический – вращение ротора и движение воздушных потоков; механический – вибрация деталей и узлов машины. В трубопроводах и насосах может возникнуть кавитация. Кавитационный шум проявляется даже на ранней стадии кавитации. В воздуходувных аппаратах и горелках главной составляющей шума является аэродинамический шум, который связан с турбулентным течением газа или Шум ухудшает точность выполнения работ, затрудняет прием и восприятие информации, способствует быстрой утомляемости, что ведет к понижению производительности труда.

Повышенный уровень производственного шума на рабочем месте оказывает вредное воздействие на организм человека: снижается острота слуха, трения, нарушается нормальная деятельность сердечно-сосудистой системы. Сильный

									Лист
									83
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ				

производственный шум может стать причиной функциональных изменений нервной, кровеносной, а также пищеварительной систем организма человека.

Согласно ГОСТ 12.1.003-83 «ССБТ. Шум. Общие требования к безопасности», средства коллективной защиты по отношению к источнику возбуждения шума, снижающие шум на пути его распространения реализуется в применении кожухов на источниках шума. Предельно допустимый уровень шума для операторской работы в котельной – 80 дБА.

Чтобы ослабить проникающий шум, применяют звукоизолирующие преграды. Чем жестче, массивнее преграда тем труднее привести ее в колебание и тем лучше она изолирует звук. В качестве таких поверхностей используется стальные листы толщиной 0,7-2,0 мм с покрытием из вибро демпфирующей мастики, которые снижают уровень шума с частотной октавой от 63 до 8000 Гц на 20-45 дБ, стекло толщиной 4 мм ослабляет шум на 28 дБ.

Ослабление звука преградой значительно повышается, если ее выполнить из двух или более слоев с воздушными промежутками или прослойками войлока, ваты, поглощающими звук. Слои преграды выполняются жесткими, но не связанными между собой. Пористые материалы – войлок, вата, пемза, ткань, пористая штукатурка и керамика значительно ослабляют силу звука, в особенности высоких тонов при частотах выше 500 Гц.

Для ослабления низкочастотных шумов применяют гибкие панельные конструкции (из фанеры, ткани). При совпадении частот собственных колебаний панели и звуковой волны, т.е. в резонанс, происходит наибольшая потеря звуковой энергии на механические колебания панели. Для этой цели используют перфорированные панели – облицовки.

9.6 Безопасность производственных процессов и оборудования

Электробезопасность

Возможность поражения электрическим током возникает в результате случайного прикосновения к незащищенным токоведущим частям, находящимся под напряжением, а также в результате появления напряжения на металлических нетоковедущих частях оборудования (корпусах, кожухах, ограждениях) вследствие повреждения изоляции.

Электрический ток может поражать отдельные участки тела или весь организм в целом, вызывать ожоги, электрометаллизацию кожи, электрический

										Лист
										84
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ					

удар.

Проектируемыми потребителями электроэнергии являются вентиляторы горелок мощностью, приводы сетевых, питательных, подпиточных, рециркуляционных насосов и т.д.

Сети электроснабжения прокладываются открыто по стенам в трубе по полу. В качестве аппаратуры защиты и управления используются шкафы управления, предусмотренные комплектно с вентилятором.

Для защиты обслуживающего персонала от поражения электрическим током предусматривается система зануления и защитного заземления.

Согласно ГОСТ 12.1.019-79 ССБТ И – 1.01.86. «Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защит» в цехе находится электрооборудование, каждое из которых имеет свою категорию:

1 категория: электроника (защищенное электрооборудование, оборудование присоединенное к цепям).

2 категория: однофазные подключаемые нагрузки, розетки и длинные отводы.

3 категория: трехфазное энергоснабжение, в том числе однофазные линии освещения.

4 категория: любые воздушные линии, электропечи.

Пожаровзрывобезопасность

На основе ГОСТ 12.1.004-91 ССБТ. «Пожарная безопасность. Общие требования» и ГОСТ 12.1.010-76 ССБТ И -01.04.83. «Взрывобезопасность. Общие требования» пожаровзрывобезопасность может быть обеспечена мерами пожарной профилактики и активной пожарной защиты. Пожарная профилактика включает комплекс мероприятий, направленных на предупреждение пожара или уменьшение его последствий. Активная пожарная защита – меры, обеспечивающие борьбу с пожарами или взрывоопасной ситуацией.

мероприятия по пожарной профилактике разделяются на:

- организационные
- технические;
- режимные;
- эксплуатационные.

										Лист
										85
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ					

Организационные мероприятия предусматривают правильную эксплуатацию машин и внутрицехового транспорта, правильное содержание зданий, территории, противопожарный инструктаж рабочих и служащих, организацию пожарно-технических комиссий, издание приказов по вопросам усиления пожарной безопасности и т.д.

К техническим мероприятиям относятся, соблюдение противопожарных правил, норм проектирования, при устройстве электропроводов и оборудования, отопления, вентиляции, освещения, правильное размещение оборудования.

Мероприятия режимного характера – это запрещение курения в неустановленных местах производства, сварочных и других огневых работ в пожароопасных помещениях и т.д.

Эксплуатационными мероприятиями являются своевременные профилактические осмотры, ремонты и испытания технологического оборудования.

По степени пожарной опасности котлотурбинный цех относится к категории «Г», по степени огнестойкости является объектом второй степени, класс пожароопасности П-1А.

Возможными источниками пожара в котельной являются система топливоподачи котла. Утечки газа могут приводить к общему отравлению организма, вызывать удушье. Кроме того, в определенных концентрациях газоз-воздушная смесь является взрывоопасной. Мазут является канцерогенным Температуры, скорости газов и жидкостей выбраны исходя из требований технологического процесса, в местах соприкосновения металлических частей электрических машин с фундаментом установлены диэлектрические прокладки.

Изоляцию токоведущих частей выбирают с повышенной стойкостью против сырости и химических взаимодействий, вращающиеся части, которые могут вызвать искрение при случайном задевании за другие части, изготавливают из цветного металла, либо защищают взрывопроницаемой оболочкой.

Включатели, нормально искрящие по условиям работы, удаляют от мест скопления горючих материалов или выносят за пределы помещений. Силовое электрооборудование, приборы, аппараты и проводку защищают от химических воздействий, а также сырости. Приборы выбирают в пыленепроницаемом исполнении, электропроводки выполняются защищенными проводами типа ВРГ или СРГ в трубах.

Все электрические установки защищены как от грозовых, так и от коммуникационных перенапряжений.

										Лист
										86
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ					

Газопроводы оборудуют водяными затворами или пламяпреградителями для защиты от попадания взрывной волны или пламени со стороны сети потребления, а также от проникновения кислорода.

Помещение котельной построено таким образом, чтобы ограничить распространение огня во время взрыва или пожара и уменьшить их разрушительные последствия. Для этого устанавливаются прочные массивные стены из несгораемых материалов в тех направлениях, в которых взрыв или пожар приведет к наиболее разрушительным последствиям. Число эвакуационных выходов из машинного зала и подсобных помещений и с каждого этажа должно составлять не менее двух. Эвакуационные выходы должны располагаться рассредоточено. Согласно СП 4.13130-2009 «Системы противопожарной защиты. Эвакуационные пути и выходы» ширина участков путей эвакуации должна быть не менее 1 м, а дверей на путях эвакуации не менее 0,8 м. Ширина наружных дверей лестничных клеток должна быть не менее марша лестницы, высота прохода на путях эвакуации – не менее 2 м.

Для предупреждения образования взрывоопасных газоздушных смесей большое значение имеет контроль воздушной среды производственного помещения. Наиболее прогрессивен контроль воздушной среды производственных помещений автоматическими сигнализаторами до взрывных концентраций. При включении предупредительной сигнализации и аварийной вентиляции предусматривается автоматическое или ручное отключение всего или части технологического оборудования.

Для тушения пожара предусмотрены следующие системы:

парогенераторы воздушно – механической пены для тушения возгорания масла;

система водяного пожаротушения закольцованная по цеху (пожарные гидранты);

местные пожарные щиты, укомплектованные пожарным инвентарем (лопаты, ведра);

углекислотные огнетушители для тушения возгорания электрооборудования.

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						87
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

10 ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ НА ПРЕДПРИЯТИИ

В выпускном квалификационном проекте рассматривается возможность перевода котла КУН 19 водогрейной газовой котельной на сжигание дизельного топлива.

Основным проектным топливом на котельной является природный газ. На котельной спроектированы комбинированные горелки, работающие на природном газе и дизельном топливе. Дизельное топливо – резервное.

I вариант – это котельная, работающая на природном газе.

Теплота сгорания – $Q_n^p = 36,71$ МДж/м³.

II вариант – это котельная, работающая на дизельном топливе.

Теплота сгорания – $Q_n^p = 40,15$ МДж/кг

Преимущество первого варианта в том, что себестоимость 1 Г кал меньше.

10.1 Исходные данные

Производительность котельной – 96 МВт (111,733 Гкал/ч)

Годовая выработка тепла – 308,574 тыс. Гкал/год

Годовой расход топлива – 11687,6 тыс. м³/год

Годовой расход электроэнергии – 11466,84 тыс. кВт·ч

Годовой расход воды – 88,038 тыс. м³/год

Тариф на электроэнергию с учётом НДС – 2,15 руб/кВт·ч

Себестоимость воды из скважины – 15,89 руб/ м³

Стоимость природного газа – 3923 руб/тыс. м³ [36]

Стоимость дизтоплива – 29400 руб/т [36]

10.2 Топливо – природный газ

Капитальные вложения

Капитальные вложения на строительство котельной для теплоснабжения новых жилых микрорайонов выполнены в ценах декабря 2014 года. Сметную стоимость сведём в таблицу 10.1.

										Лист
										88
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ					

Таблица 10.1 – Сметная стоимость

Наименование работ	Сметная стоимость, руб				
	Строительных работ	Монтажных работ	Оборудования мебели, инвентаря	Транспорта ровка (5 % от оборудования)	Всего
Тепломеханические решения	1 806 178	4 321 008	36 989 594	1 946 821	45 063 601
Теплотрасса	4 080 018	258 342	1 240 594	65 294	5 644 248
Водоснабжение и канализация	456 215	53 789	16 213	853	527 070
Отопление и вентиляция	500 532	199 472	1 481 147	77 955	2 259 106
Внутреннее газоснабжение	786 294	6 525	451 038	23 739	1 267 596
Водоподготовка	117 454	399 332	1 836 873	96 678	2 450 336
Автоматизированные системы учёта	38 917	17 922	711 122	37 427	805 388
Охранно пожарна сигнализация	-	157 495	12 655	666	170 816
Автоматизация внутреннегазоснабжения	658	17745	-	-	18 403
Электроосвещение	14 476	353 929	-	-	368 405
Электросиловое оборудование	908	1 679 053	5 723 761	301 251	7 777 973
Автоматизация тепломеханических решений	107 289	1 254 284	-	492 776	1 854 349
Итого	7 981 939	8 718 896	48 931 133	3 043 460	68 207 291
Итого с НДС	9 418 688	1 028 8297	57 738 737	3 591 283	80 484 603

Годовые амортизационные отчисления и отчисления в ремонтный фонд

Нормы отчислений на амортизацию котельных установок при работе на природном газе, в случае работы котельной установки от 5000 до 6000 часов в календарном году составляет 6,33%. В общий процент отчислений на амортизацию входят отчисления на реновацию 33%, а на модернизацию и капитальный ремонт 10% и 90% оставшейся суммы после вычета расходов на реновацию [17].

Отчисления в амортизационный фонд:

$$57\,738\,737 \times 0,063 = 3\,637\,540 \text{ руб.}$$

Отчисления в единый ремонтный фонд приняты в размере 20% от суммы амортизационных отчислений:

$$3\,637\,540,431 \times 0,2 = 727\,508 \text{ руб.}$$

Годовые эксплуатационные расходы

Годовые эксплуатационные расходы определены по элементам затрат на основании «Положения о составе затрат по производству и реализации продукции (работ, услуг), включаемых в себестоимость продукции (работ, услуг), и о порядке формирования финансовых результатов, учитываемых при налогообложении прибыли», утвержденного постановлением правительства Российской Федерации от 05.08.92г. №552.

При этом:

- количественные показатели по топливу и электроэнергии приняты по данным соответствующих разделов проекта;
- амортизационные отчисления котельной определены по нормам
- отчисления в ремонтный фонд приняты в размере 20% от суммы амортизационных отчислений;
- общепроизводственные и прочие расходы приняты в размере 10% от суммы предыдущих статей затрат.

Таблица 10.2 – Себестоимость 1 Гкал тепловой энергии котельной, работающей на природном газе [36]

Наименование элементов затрат	Ед. изм.	Количество	Стоимость ед. изм. или норматив, руб. (%)	Сумма, тыс. руб.
Топливо	тыс.м ³ /год	11687,6	3923	45 850,455
Электроэнергия	тыс. кВтч	11466,84	2151	24 665,173
Вода	тыс.м ³ /год	88,038	15890	1 398,924
Амортизационные отчисления	тыс. руб		6,33%хСобор	3 637,540
Отчисления в ремонтный фонд	тыс. руб		20% от ст.4	727,508
Общепроизводственные и прочие расходы	тыс. руб		10% от X	7 627,959
Всего затрат (полная себестоимость)	тыс. руб			77 042,396
Годовой отпуск тепла	тыс. Гкал	308,574		
Себестоимость 1 Гкал тепла			249	

Общая сумма годовых эксплуатационных расходов таблицы 10.2 (полная себестоимость) составит 77 042,396 тыс. руб. При годовом отпуске тепла потребителям 308574 Гкал, себестоимость 1 Гкал составит 249 руб.

10.3 Дизельное топливо

В связи с заменой топлива меняются и технико-экономические показатели:

- годовой расход топлива - 10705,842 тыс. т/год;
- годовой расход электроэнергии - 10503,625 тыс. кВт-ч.

Капитальные затраты на строительство не меняются, так как дизельное топливо является резервным и все оборудование для его хранения, транспортировки и нагрева внесено в проект изначально и смета также не изменится. Изменяются годовые эксплуатационные расходы.

Таблица 10.3 – Себестоимость 1 Гкал тепловой энергии котельной, работающей на дизельном топливе

Наименование элементов затрат	Ед. изм.	Количество	Стоимость ед. изм. или норматив, руб.(%)	Сумма, тыс. руб.
Топливо	тыс. т/год	10705,842	29400	314 751,755
Электроэнергия	тыс. кВтч	10503,625	2151	22 593,297
Вода	тыс.м3/год	88,038	15890	1 398,924
Амортизационные отчисления	тыс. руб		6,33%хСобор	3 637,540
Отчисления в ремонтный фонд	тыс. руб		20% от ст.4	727,508
Общепроизводственные и прочие расходы	тыс. руб		10% от Σ	34 310,902
Всего затрат (полная себестоимость)	тыс. руб			377 419,926
Годовой отпуск тепла	тыс.Гкал	308,574		
Себестоимость 1 Гкал тепла	руб		1223	

Общая сумма годовых эксплуатационных расходов таблицы 10.3 (полная себестоимость) составит 377 419,926 тыс. руб. При годовом отпуске тепла потребителям 308574 Гкал, себестоимость 1 Гкал составит 1223 руб.

Анализ и сравнение данных показателей позволяют сделать вывод об экономической целесообразности котельной, работающей на природном газе, т.к.

					13.04.01.2017.213.01 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		91

себестоимость 1 Г кал отпускаемого тепла составляет 249 – это в 4,9 меньше себестоимости котельной, работающей на дизельном топливе.

10.4 SWOT-анализ вариантов технических решений [17]

Анализ технического решения осуществляется методом SWOT анализа. Для этого составляются две матрицы, в каждой из которых приводятся сильные (S), слабые стороны технического решения (W), его возможности (O) и угрозы (T) осуществления.

В первом случае рассматривается работа котельной на природном газе таблица 10.4, а во втором – на дизтопливе таблица 10.5.

Таблица 10.4 – SWOT анализ котельной на природном газе

<p>S (сильные стороны)</p> <p>Минимальное количество выделяющихся при сгорании загрязняющих веществ; простота подводки; меньшая себестоимость 1 Гкал тепла.</p>	<p>W (слабые стороны)</p> <p>Более дорогой, чем уголь; растущие тарифы; сложность получения разрешения газовой службы на подключение к газопроводу.</p>
<p>O (возможности)</p> <p>Возможность перехода на топливо с большей теплотой сгорания.</p>	<p>T (угрозы)</p> <p>Пожаро- и взрывоопасность.</p>

Таблица 10.5 – SWOT анализ котельной на дизтопливе

<p>S (сильные стороны)</p> <ul style="list-style-type: none"> • большая теплота сгорания; • упрощенная схема получения разрешения на установку; системы; • незаменимо в удаленных районах, где нет возможности использовать другое топливо; • безопасность работы. 	<p>W (слабые стороны)</p> <ul style="list-style-type: none"> • Дополнительные затраты на подогрев топлива и его транспортировку; • Необходимость регулярного технического обслуживания в топливе; • Большая стоимость Гкал тепла.
<p>O (возможность)</p> <ul style="list-style-type: none"> • Быстрый переход на газ. 	<p>T (угрозы)</p> <ul style="list-style-type: none"> • Токсичность дымовых газов.

Вывод: предпочтительнее в качестве топлива на котельной использовать природный газ, т.к. он имеет гораздо больше сильных сторон, чем дизельное топливо.

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		93

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной работе дано обоснование и актуальность разработки источника теплоснабжения. Выполнен обзор литературных источников. Произведены расчеты тепловых нагрузок, подобрано основное и вспомогательное оборудование.

В научной части рассмотрена идентификация параметров математической модели тепломассообменных процессов в контактно теплообменнике.

Определены энергосберегающие технологии.

Рассмотрена автоматизация тепломеханического оборудования.

Рассчитана концентрация вредных выбросов в атмосферу. Произведён расчёт и выбор дымовой трубы.

Определены мероприятия по технике безопасности, охране труда, электро- и противопожарной безопасности.

Определены технико-экономические показатели котельной.

									Лист
									94
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2017.213.01 ПЗ				

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Рабочая документация, г. Бирск, Республика Башкортостан Водогрейная газовая котельная № 5.
2. Распоряжение Правительства Российской Федерации от 13 ноября 2009 г. № 1715-р. «Энергетическая стратегия России на период до 2030 года» // Российская газета №428, 30.09.2010. – 2010.
3. Распоряжение Правительства Российской Федерации от 18 декабря 2012 г. N 2423-р г. Москва. «Основы государственной политики в области экологического развития Российской Федерации на период до 2030 года» // Российская газета №743, 02.06.2012. – 2012.
4. Федеральный закон №261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности» от 23 ноября 2009 года // Российская газета № 5050 27 ноября 2009 г. – 2009.
5. ГОСТ 31607-2012. Энергосбережение. Нормативно-методическое обеспечение. М.: Стандартинформ, 2013. – 34 с.
6. ГОСТ 12.0.003-80 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация. – М.: Изд-во стандартов, 1974. – 13 с.
7. ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. – М.: Изд-во стандартов, 2000.
8. ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности. – М.: Изд-во стандартов, 1983.
9. ГОСТ 12.1.012-90 «ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования». – М.: Изд-во стандартов, 1990.
10. ГОСТ 12.1.019-79 ССБТ И – 1.01.86. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защит». – М.: Изд-во стандартов, 1979.
11. ГОСТ 12.1.004-91 ССБТ. Пожарная безопасность. Общие требования. – М.: Изд-во стандартов, 1991.
12. ГОСТ 12.1.010-76 ССБТ И -01.04.83. Взрывобезопасность. Общие требования. – М.: Изд-во стандартов, 1979.
13. СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений. – М.: Изд-во стандартов, 1997. – 34 с.
14. СНиП 23-05-95. Нормы проектирования. Естественное и искусственное освещение – М.: Минстрой России, 1995. – 45 с.
15. СП 124.13330.2012 Тепловые сети. Актуализированная редакция СНиП 41-02-2003 – М.: Изд-во стандартов, – 28 с.

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		95

16. СП 131.13330.2012 Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99* (с Изменением N 2) – М.: Изд-во стандартов, – 37 с.
17. СП 89.13130.2012. Котельные установки. Актуализированная редакция СНиП П-35-76. – М.: Изд-во стандартов, 2012. – 68 с.
18. НПБ 105-03. Определение категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности
19. Алабугин, А.А. Экономико-управленческая часть дипломного проекта: учебное пособие / А.А. Алабугин, Р.А. Алабугина. В Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2011. – 46 с.
20. Аметистов, Е.В. Основы теории теплообмена / Е.В. Аметистов. – М.: МЭИ, 2000. – 246 с.
21. Аронов, И.З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа. – Л.: Наука, 2002. – 280 с.
22. Бузников, Е.Ф. Производственные и отопительные котельные / К.Ф. Роддатис, Э.Я. Берзиныш. -2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 2003. – 117 с.
23. Безопасность жизнедеятельности: Учебное пособие / С.И. Боровик, А.Л. Бабаян / Под редакцией А.И. Сидорова : Изд-во Кнорус, 2012 г. – 552с.
24. Виленский, П.Л. Оценка эффективности инвестиционных проектов. Теория и практика: уч. пособие. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Дело, 2008. – 888 с.
25. Гальперин, Н.И. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1981. – 812 с.
26. Зайцев, В.А. Применение теории цепей Маркова к моделированию, расчету и оптимизации процессов тепломассопереноса в промышленных аппаратах: монография / Иван. Гос. Хим.-технол. Ун-т. – Иванова, 2008. – 268 с.
27. Коршунова, Л.А. Экономика энергетических предприятий: уч. пособие /Л.А. Коршунова, Н.Г. Кузьмина. – Томск: Изд-во ТПУ, 2006. – 156 с.
28. Лыков, А.В. Тепломассообмен: справочник. – М.: Энергия, 2008. – 480 с.
29. Лисиенко, В.Г. Хрестоматия энергосбережения: справочное издание / В.Г. Лисиенко, Я.М. Щелоков, М.Г. Ладыгичев; под ред. В.Г. Лисиенко. – в 2-х книгах. – М.: Теплоэнергетик, 2005. – 688 с.
30. Лумми, А.П. Расчёт жаротрубно-дымогарного котла / А.П. Лумми, В.А. Мунц // Учебное электронное текстовое издание /// Издательство ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2008. – 67 с.

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						96
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

31. Манюк, В.И. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей: справочник / В.И. Манюк, Я.И. Каплинский, Э.Б. Хиж и др. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: КД Либроком, 2009. – 432с.
32. Романков, П.Г. Гидромеханические процессы в химической технологии. – Л.: Химия, 2005. – 288 с.
33. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. – 9-е изд., стереот. – М.: Издательство МЭИ, 2009. – 472 с.
34. Тепловой расчёт котельных агрегатов. Нормативный метод / под ред. Н.В. Кузнецова, – 2-е изд., пераб. – М.: Эколит, 2011. – 296 с.
35. Хрестоматия энергосбережения: Справочное издание: в 2-х книгах. Книга 2 / под ред. В.Г. Лисиенко. – М.: Теплотехник, 2005. – 768 с.
36. Хаванов, П.А. «Водогрейные котлоагрегаты малой мощности. Теплотехнические особенности применения». / П.А.Хаванов. // Журнал «АВОК». – 2011. – №5.
37. Горелки жидкотопливные, газовые и комбинированные. Группа 3 Мощность 390-3500 кВт. – <http://www.oilon.com/industry/product-material/RU/>
38. Документация для проектирования Polyscomp КУН 19/8/4. Издание 10/2010 http://www.buderus.ru/sistemy_otoplenija_doma/dokumentacija-i-sertifikaty/
39. Любанская З.Г. Формирование себестоимости тепловой энергии, вырабатываемой котельной. – http://pnu.edu.ru/media/ejournal/articles-014/TGU_4_305.pdf
40. Сравнение кожухотрубного теплообменника и пластинчатого теплообменника – <https://www.oaoniim.ru/stati/sravnenie-kozhuxotrubnogo/>
41. Технические характеристики водотрубных котлов серии RS-D. – <http://kotel-rs.ru/glavnaya/kotly-rs-d-250-5000-kvt/tehicheskie-harakteristiki-rs-d/>
42. Технические характеристики жаротрубных котлов ТЕРМОТЕХНИК серии ТТ100. – http://entroros.ru/otopitelnye-i-vodogrejjnye-kotly/hot_water_boilers
43. Технические характеристики водотрубных котлов КВ-ГМ-11,63-115. – <http://www.dkm.ru/catalog/bolshie-kotly/65.html>
44. Технические характеристики жаротрубных котлов Polyscomp КУН 19. – http://www.buderus.ru/sistemy_otoplenija_doma/kotly/napolnye_stalnye_kotly
45. Технические характеристики водотрубных котлов Euroterm 1,1-58,2 МВт. – <http://polykraft.ru/ru/>
46. Технические характеристики жаротрубных котлов Vitomax 200-HW. – <http://www.viessmann.ru/ru/Industrie-Gewerbe/produkte/grosskessel/vitomax>

47. Wilo-Select – программа для подбора оборудования.
<http://www.wilo.ru/glavnaja-stranica/library/params/wilo-select>

48. WebCAPS – онлайн-инструмент для подбора оборудования Grundfos
<http://net.grundfos.com/>

					<i>13.04.01.2017.213.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		98