

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»
Политехнический институт
Энергетический факультет
Кафедра промышленной теплоэнергетики
Направление подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент,
Главный инженер ООО «Тепловые Сети»
_____ С.П.Горбунов
« ____ » _____ 2017 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой
промышленной теплоэнергетики,
к.т.н., доцент
_____ К.В. Осинцев
« ____ » _____ 2017 г.

**ВЫБОР ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ДЛЯ ГРУППЫ ЗДАНИЙ
СЕЛА ЗЛОКАЗОВО КУСИНСКОГО МУНИЦИПАЛЬНОГО РАЙОНА
ЧЕЛЯБИНСКОЙ ОБЛАСТИ**

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ БАКАЛАВРА
ЮУрГУ–13.03.01.2017.089.12.ПЗ ВКР

Консультант по разделу
«Экономика и управление»,
старший преподаватель
_____ Р.А. Алабугина
« ____ » _____ 2017 г.

Руководитель работы,
к.т.н., доцент
_____ Л.Е. Лымбина
« ____ » _____ 2017 г.

Нормоконтролер,
старший преподаватель
_____ Р.А. Алабугина
« ____ » _____ 2017 г.

Автор работы,
студент группы П-479
_____ В.С. Ростомян
« ____ » _____ 2017 г.

АННОТАЦИЯ

Ростомян В.С. Выбор источника теплоснабжения для группы зданий села Злоказово Кусинского муниципального района Челябинской области. – Челябинск: ЮУрГУ, ПИ, Э; 2017, 92 с., 4 ил., библиогр. список – 47 наим., 5 листов чертежей ф.А1, 1 лист плаката ф.А1.

В селе Злоказово Кусинского муниципального района для снабжения тепловой энергией строящейся школы-сада на 255 мест было принято решение о строительстве водогрейной котельной.

Целью выпускной квалификационной работы (ВКР) является предложение варианта водогрейной котельной для снабжения тепловой энергии школы-сада.

Выпускная квалификационная работа состоит из введения, 9-ти глав, заключения и библиографического списка.

Первая глава выпускной квалификационной работы посвящена обоснованию необходимости выбора источника теплоснабжения группы зданий села Злоказово.

Во второй главе произведен обзор литературных источников, необходимых для написания выпускной квалификационной работы.

В третьей главе приведено сравнение отечественных и зарубежных котельных агрегатов.

В четвертой главе произведен расчет теплового потребления, тепловой расчет котельного агрегата и теплообменного аппарата, выбор основного и вспомогательного оборудования котельной, расчет тепловой схемы котельной.

В пятой главе рассмотрены энергосберегающие мероприятия при эксплуатации котельной.

В главе «Вопросы экологии» произведен расчет необходимой высоты дымовой трубы, при которой концентрация загрязняющих веществ будет наименьшей.

В главе семь рассмотрены контрольно-измерительные приборы и автоматизация котельного оборудования.

В главе «Безопасность жизнедеятельности» рассмотрены вредные факторы, воздействующие на обслуживающий персонал котельной, а также способы их снижения.

В девятой главе приведен экономический анализ строительства котельной: приведены капитальные и текущие затраты на строительство, проведен SWOT-анализ проектных решений, построено дерево целей, поле сил и график Ганта.

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

					<i>13.03.01.2017.089.12 ПЗ</i>					
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>	<i>Выбор источника теплоснабжения для группы зданий села Злоказово Кусинского муниципального района Челябинской области</i>	<i>Лит.</i>			<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Выполнил</i>	<i>Ростомян В.С.</i>					<i>В</i>	<i>К</i>	<i>Р</i>	<i>3</i>	<i>92</i>
<i>Руковод.</i>	<i>Лымбина Л.Е.</i>					<i>ЮУрГУ</i>				
<i>Н.контр.</i>	<i>Алабугина Р.А.</i>					<i>Кафедра промышленной теплоэнергетики</i>				
<i>Зав.каф.</i>	<i>Осинцев К.В.</i>									

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 ОБОСНОВАНИЕ И АКТУАЛЬНОСТЬ ВЫБОРА ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ.....	7
2 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	8
3 СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ.....	10
4 ВЫБОР ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ.....	13
4.1 Расчет теплового потребления.....	13
4.1.1 Расчет тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и гвс.....	13
4.1.2 Годовой расход тепловой энергии.....	15
4.1.3 Расчет температур теплоносителя в зависимости от температур наружного воздуха.....	16
4.1.4 Расход теплоносителя в зависимости от температуры наружного воздуха.....	18
4.2 Тепловой расчет котельного агрегата.....	20
4.2.1 Исходные данные для теплового расчета.....	21
4.2.2 Расчет теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания.....	21
4.2.3 Расчет энтальпий продуктов сгорания газа и воздуха.....	24
4.2.4 Тепловой расчет топки.....	27
4.2.5 Тепловой расчет конвективных поверхностей нагрева.....	31
4.3 Тепловой расчет пластинчатого теплообменника.....	38
4.4 Расчет тепловой схемы котельной.....	44
4.4.1 Описание тепловой схемы котельной.....	45
4.4.2 Расчет тепловой схемы котельной.....	46
4.5 Выбор основного и вспомогательного оборудования котельной.....	50
4.5.1 Выбор котельного агрегата.....	50
4.5.2 Выбор теплообменного аппарата.....	50
4.5.3 Выбор горелки для котельного агрегата.....	51
4.5.4 Выбор насоса рециркуляции котла.....	52
4.5.5 Выбор сетевого насоса.....	52
4.5.6 Выбор насоса циркуляции ГВС.....	53
5 ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ.....	55
5.1 Энергосбережение за счет использования преобразователя частоты сетевого насоса.....	57
6 ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ.....	60
7 КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ И АВТОМАТИЗАЦИЯ.....	69
7.1 Комплексная автоматизация котельной.....	69
7.2 Автоматизация котельного агрегата ICI REX 40.....	72
8 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ.....	73
8.1 Физические факторы.....	73
8.2 Химические факторы.....	74

8.3 Требования пожарной безопасности.....	75
8.4 Электробезопасность котельной.....	76
9 ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ.....	77
9.1 Смета капитальных затрат.....	77
9.2 Текущие затраты.....	79
9.3 Сравнение вариантов проектных решений.....	81
9.4 Качественный анализ проектных решений	81
9.5 Планирование целей проекта в дереве целей проекта.....	83
9.6 Оценка движущих и сдерживающих сил реализации проекта.....	85
9.7 Планирование мероприятий по реализации проекта (График Ганта).....	86
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	88
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	90

ВВЕДЕНИЕ

Климатические особенности Российской Федерации характеризуются продолжительными и достаточно суровыми зимами. Для поддержания микроклимата помещения необходимо снабжение тепловой энергией.

В настоящее время источниками тепловой энергии в России являются: теплоэлектростанции (ТЭЦ); тепловые конденсационные станции (КЭС); гидроэлектростанции (ГРЭС); различные виды котельных, которые вырабатывают около 80% тепловой энергии.

Для снабжения тепловой энергией используются несколько типов котельных: районные, групповые, квартальные и индивидуальные.

Районные котельные сооружаются в тех случаях, когда объектам теплоснабжения требуется относительно большое количество тепла и малое – электроэнергии. Вышеуказанный источник тепловой энергии относится к централизованным системам теплоснабжения [23].

Строительство групповых и квартальных котельных предусматривается в тех случаях, когда требуемые расходы тепловой энергией небольшие и объекты потребления тепла рассредоточены по отдельным участкам местности [27].

Если вблизи объекта, требующего обеспечения тепловой энергией, нет источников теплоснабжения, либо существующие котельные не имеют резервной мощности и их реконструкция или расширение невозможно, то целесообразно строительство собственной котельной. Выбор индивидуальной котельной для теплоснабжения группы объектов позволит спроектировать ее таким образом, чтобы вырабатываемая мощность могла покрывать необходимые тепловые нагрузки потребителя. Учитывая возможную перспективу развития района постройки, необходимо предусматривать запас дополнительной мощности котельной.

Широкое распространение для теплоснабжения небольших населенных пунктов или групп зданий и объектов получили автономные блочно-модульные водогрейные котельные (АБМКУ). Такие котельные имеют диапазон мощности от 100 кВт до 60 МВт.

По виду получаемого теплоносителя котельные делятся на водогрейные, паровые и комбинированные.

Водогрейные котельные предназначены для обеспечения тепловой энергией жилых, общественных и административных зданий. Паровые котельные предназначены для выработки пара для обеспечения технологических процессов в промышленных отраслях. Комбинированные блочно-модульные котельные одновременно вырабатывают пар для отпуска на технологические нужды, а также нагревают воду. Для этого используются водогрейные и паровые котельные установки.

Постоянное присутствие персонала на котельных данного типа не предусматривается, так как оборудование котельной работает в автоматическом режиме.

Главным достоинством блочно-модульных котельных является легкость ввода в эксплуатацию, низкая себестоимость и экономичное содержание.

										лист
										7
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2017.089.12 ПЗ					

1 ОБОСНОВАНИЕ И АКТУАЛЬНОСТЬ ВЫБОРА ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В 2015 году Правительством Челябинской области на аппаратном заседании было принято решение о строительстве школы-сада на 255 мест в селе Злоказово Кусинского муниципального района.

Строительство новой школы обусловлено тем, что действующая школа не отвечает современным требованиям. В здании учреждения расположены 12 кабинетов. Поэтому здесь предусмотрена вторая учебная смена. Новая школа должна иметь просторные классы, широкие коридоры, большое количество предметных кабинетов. Планируется, что новая школа села Злоказово станет центральным общеобразовательным учреждением для семи населенных пунктов: села Злоказово, деревень Аршинка, Вознесенка, Каскинова, поселков Никольский, Октябрьское и разъезд Движенец.

В селе Злоказово Кусинского муниципального района расположена угольная котельная, которая перестала функционировать из-за несоответствия современным требованиям. Во-первых, согласно Федеральному закону ФЗ №261 «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности» от 23 ноября 2009 года [1], разрешается эксплуатация котельных, которые работают по двум разным контурам циркуляции котловой и сетевой воды. Угольная котельная не соответствует данному требованию.

Во-вторых, в Челябинской области ведется целевая программа «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности» на 2014-2020 годы [20], которая включает в себя мероприятия по переводу работы угольных котельных на природный газ. Это связано с тем, что с каждым годом качество угля снижается и для производства 1 Гкал/ч тепловой энергии требуется большее количество топлива, а это ведет к дополнительным затратам.

Также в угольной котельной установлено не энергоэффективное оборудование, эксплуатация которого приводит к дополнительным затратам топлива.

В настоящее время в селе Злоказово теплоснабжение жилых зданий и сооружение осуществляется индивидуальными газовыми котлами и печами на твердом топливе.

Для обеспечения тепловой энергией школы и детского сада на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения необходимо строительство котельной. В настоящее время широкое применение получили блочно-модульные газовые котельные. Они являются наиболее эффективным источником теплоснабжения для небольших групп потребителей. К преимуществам котельных данного типа можно отнести: короткие сроки монтажа котельной, котельная полностью автоматизированная, небольшие занимаемые территории.

					13.03.01.2017.089.12 ПЗ	лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		8

2 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ

В основу выпускной квалификационной работы был принят Федеральный закон ФЗ №261 «Об энергосбережении и повышении энергетической эффективности» от 23 ноября 2009 года [1].

Для сравнения отечественных и зарубежных котельных агрегатов были использованы характеристики и паспортные данные котельных установок, приведенные в каталогах фирм, выпускающих данную продукцию [34], [35].

Глава «Энергосбережение» выполнена в соответствии с ГОСТ 31531-2012 «Энергосбережение. Методы подтверждения соответствия показателей энергетической эффективности энергопотребляющей продукции их нормативным значениям. Общие требования»[4]. Концепции об эффективном использовании тепловой энергии были приняты на основании статьи 11 «Обеспечение энергетической эффективности зданий, строений, сооружений» Федерального закона ФЗ №261 «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности» [1] , Энергетической стратегии России до 2030 года [19], программой Челябинской области «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности» на 2014-2020 годы [20]. Из книги А.В. Клименко «Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях» [29] приведены методы энергосбережения при производстве тепловой энергии и рассмотрен вопрос энергосбережения при транспортировке и распределении тепловой энергии.

При выборе источника теплоснабжения для группы зданий села Злоказово Кусинского муниципального района для обоснования климатической характеристики района строительства был использован СП 131.13330.2012 «Строительная климатология»[12].

Для правильного выбора основного и вспомогательного оборудования котельной нужно произвести расчет тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и горячего водоснабжения. Данные для расчета нагрузок взяты из книги Е.Я. Соколова «Теплофикация и тепловые сети»[33].

Расчет водогрейного газового котла ICI REX 40 выполнен по методике, приведенной в книге «Расчет жаротрубного-дымогарного котла» авторов А.П. Лумми и В.А. Мунца [30].

В книге Н.В. Барановского «Пластинчатые и спиральные теплообменники» [24] подробно изложена методика расчета пластинчатого водоводяного теплообменника.

Расчет тепловой схемы котельной села Злоказово Кусинского муниципального района выполнен в соответствии с методом, приведенным в книге «Производственные и отопительные котельные» авторов К.Ф. Роддатис и Е.Ф. Бузников[32].

Объемно-планировочные и конструктивные решения, а также выбор вспомогательного оборудования котельной были взяты на основании СП 89.13330.2012 «Котельные установки»[13].

Глава «Контрольно-измерительные приборы и автоматика» выполнена в соответствии с ГОСТ 21.208-2013 «Автоматизация технологических процессов. Обоз-

										лист
										9
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2017.089.12 ПЗ					

начение условных приборов и средств в автоматизации в схемах» [7]. В книге И.С. Берсенева «Автоматика отопительных котлов и агрегатов» [25] рассмотрены методы и системы автоматизации котлов и агрегатов, принципы регулирования и методы контроля технологических параметров, выбор приборов и комплектующих устройств систем автоматики.

При написании главы «Безопасность жизнедеятельности» используются материалы из нормативно-справочной литературы СП 112.13330.2011 «Пожарная безопасность зданий и сооружений» [15] и ППБ 01-03 «Правила пожарной безопасности в Российской Федерации» [2].

В главе «Экология» расчет концентрации вредных веществ в атмосфере выполнен согласно методике ОНД-86 «Методика расчета концентрации в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий» [17]. При расчете оптимальной высоты дымовой трубы использовалось методическое пособие А.И. Грибанова «Вопросы экологии в промышленной теплоэнергетике» [28].

Для оценки экономической эффективности выбора источника теплоснабжения для группы здания села Злоказово Кусинского муниципального района используется методическое пособие «Экономико-управленческая часть дипломного проектирования» под редакцией А.А. Алабугина [21].

Выпускная квалификационная работа выполнена в соответствии с СТО ЮУрГУ 04-2008 «Стандарт организации. Курсовое и дипломное проектирование. Общие требования к содержанию и оформлению» [16].

3 СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Котельные агрегаты – это устройства, предназначенные для получения пара или горячей воды требуемых параметров, для обеспечения тепловой энергией систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

В Российской Федерации котлостроение представлено отечественными заводами-изготовителями Бийский котельный завод «БиКЗ», ОАО «Жуковский машиностроительный завод», ОАО «ЗИО-Подольск» и котельный завод «Энергия-М».

Бийский котельный завод «БиКЗ» – промышленное предприятие, занимающееся производством паровых и водогрейных котлов средней и малой мощности, а также вспомогательного оборудования котельной. Паровые котлы имеют мощность от 0,4 до 50 тонн пара в час с давлением пара от 0,07 до 3,9 МПа. Водогрейные котлы марок КВ, Гефест, Прометей производительностью от 100 кВт до 35 МВт[46].

ОАО «ЗИО-Подольск» занимается производством факельных котельных агрегатов к энергоблокам мощностью от 50 до 800 МВт. Завод изготавливает котлы-утилизаторы, которые устанавливаются за газовыми турбинами для парогазовых установок мощностью от 6 до 500 МВт. Также предприятие выпускает отопительные водогрейные котлы марки «Стазан» мощностью от 6 до 500 МВт [47].

ОАО «Жуковский машиностроительный завод» – промышленное предприятие, которое специализируется на выпуске напольных газовых котлов марки АОГВ, АКГВ и КОВ мощностью от 11 до 68 кВт.

Котельный завод «Энергия-М» занимается выпуском котельного оборудования мощностью до 4 МВт, работающего на угле, газе и мазуте. Предприятие занимается выпуском котлов, работающих на дровах производительностью до 1,4 МВт, водогрейных котлов мощностью до 4 МВт и модульных котельных до 20 МВт.

Зарубежное котлостроение в Российской Федерации представлено такими странами, как Германия, Италия и Япония. К преимуществам импортной продукции следует отнести такие показатели, как надежность, экономичность и высокое качество продукции.

В настоящее время большую долю по поставке котельного оборудования на отечественный рынок занимает немецкая фирма ООО «Вайлант Груп Рус». Фирма занимается выпуском эффективного и надежного отопительного оборудования с длительным сроком службы.

Еще одним представителем немецкой продукции на отечественном рынке является фирма Junkers Bosch Gruppe. Предприятие поставляет на рынок паровые котлы производительностью до 55 тонн пара в час, водогрейные котельные установки, вырабатываемой мощностью от 650 кВт до 38 МВт, блочные ТЭЦ, системы отвода тепла и другие установки.

Широко представлены на отечественном рынке газовые котлы итальянских

										лист
										11
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2017.089.12 ПЗ					

производителей. Большой ассортимент котельных агрегатов поставляет в Россию фирма Beretta. Мощность газовых котлов этой фирмы достигает 10 МВт.

Итальянская фирма Ferrolі занимается проектированием, разработкой и производством высококачественного оборудования для систем отопления. Чугунные отопительные котлы этой фирмы имеют мощность от 50 до 400 кВт.

Еще одним представителем итальянской продукции на отечественном рынке является компания ICI Caldaie. Фирма занимается изготовлением водогрейных котлов марки ICI REX от 140 до 1700 кВт, паровые котлы производительностью от 300 до 25000 килограмм пара в час и давлением пара от 3 до 15 бар. Также фирма занимается выпуском экономайзеров, деаэраторов и дополнительного оборудования к паровым котлам.

В селе Злоказово Кусинского муниципального района для теплоснабжения группы зданий необходимо установить 2 водогрейных газовых котла мощностью 0,4 МВт.

К плюсам водогрейных газовых котлов следует отнести то, что газовый котел отопления позволяет обогревать объекты и помещения внушительных размеров, коэффициент полезного действия газовых котлов чрезвычайно высок, а цена топлива – низкая. Котел отдает энергии намного больше, чем потребляет. Газ подается в установку непрерывно, но в случае, если по каким-то причинам пламя погаснет, датчик незамедлительно сообщит об этом системе электрического розжига, и подача искры зажжет горелку вновь. Газовые котлы просты в эксплуатации и имеют высокий КПД.

Для правильного выбора котельного оборудования необходимо привести технические характеристики, рассматриваемых вариантов и на основании приведенных данных сделать вывод об эффективности их использования.

Рассмотрим водогрейный котел итальянской фирмы ICI Caldaie REX 40 мощностью 0,4 МВт, работающий на природном газе. В таблице 3.1 приведены его технические характеристики [34].

Таблица 3.1 – Техническая характеристика котла ICI Caldaie REX 40

Наименование показателя	Единица измерения	Показатель
1. Тип котла		REX-40
2. Тепловая мощность	МВт (Гкал/ч)	0,4 (0,345)
3. КПД	%	92
4. Рабочее давление воды	бар	5
5. Водяной объем котла	л	360
6. Температура уходящих газов	°С	174
7. Общий вес	кг	584
8. Соппротивление топки	мбар	4,1
9. Температура на входе в котел	°С	55
10. Габаритные размеры	мм	1872·940·1190
11. Стоимость	тыс. руб.	229,9

Рассмотрим водогрейный котел российского производства котельного завода «Энергия-М» мощностью 0,4 МВт. В таблице 3.2 приведены технические характеристики данного котельного агрегата [35].

Таблица 3.2 – Техническая характеристика котла газового «Энергия-М»

Наименование показателя	Единица измерения	Показатель
1. Тип котла		«Энергия-М»
2. Тепловая мощность	МВт (Гкал/ч)	0,4 (0,345)
3. КПД	%	91
4. Рабочее давление воды	бар	4
5. Тяга		принудительная
6. Температура уходящих газов	°С	200
7. Расход топлива	кг/ч	46
8. Расход теплоносителя	м ³ /ч	14
9. Габаритные размеры	мм	2500·1200·1900
10. Температура на входе в котел	°С	60
11. Стоимость	тыс. руб.	234,3

Коэффициент полезного действия котла REX выше, чем у котла Энергия-М. При этом большее количество теплоты будет передано теплоносителю при том же расходе топлива. Потери с уходящими газами будут больше у отечественного котла. Это связано с тем, что температура уходящих газов у отечественного котла выше, чем у итальянского. Стоимость котла фирмы REX дешевле, чем у котла «Энергия-М».

На основании приведенных технических характеристик двух газовых водогрейных котлов итальянской фирмы ICI REX и российской Энергия-М можно сделать вывод о том, что газовый котел итальянского производства будет предпочтительнее отечественного по отдельным показателям при той же вырабатываемой мощности.

4 ВЫБОР ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Для правильного выбора источника теплоснабжения для группы зданий села Злоказово Кусинского муниципального района требуется произвести расчет необходимого количества тепловой энергии на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

4.1 Расчет теплового потребления

Расчет теплового потребления производят с целью определения количества теплоты, которую необходимо передать в единицу времени отопительной установке для поддержания температуры внутреннего воздуха в помещении, а также на подогрев вентилируемого воздуха в помещении и на нужды горячего водоснабжения.

Расход тепловой энергии на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение жилых, общественных и производственных зданий следует принимать в соответствии с индивидуальным проектом здания или сооружения.

Главным параметром, определяющим тепловую нагрузку зданий на нужды отопления, вентиляции и ГВС является температура наружного воздуха, которая определяется согласно СП 131.13330.2012 «Строительная климатология» [12]. Для села Злоказово Кусинского района $t_{н.о} = -34^{\circ}\text{C}$ – средняя температура наиболее холодной пятидневки из восьми зим за последние 50 лет, принимается по городу Златоуст, как наиболее близ лежащего района.

Данные для расчета тепловых нагрузок для школы-сада на 255 мест села Злоказово Кусинского муниципального района были взяты из книги Е.Я. Соколова «Теплофикация и тепловые сети»[33].

4.1.1 Расчет тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и гвс

Расход теплоты на отопление определяется по формуле (4.1):

$$Q_o = 1,163 \cdot a \cdot q_o \cdot V_{зд} \cdot (t_v - t_{но}) \cdot 10^{-6}, \quad (4.1)$$

где $V_{зд} = 16255,3 \text{ м}^3$ – объем школы-сада на 255 мест;

a – поправочный коэффициент, учитывающий климатические условия района строительства здания и применяемый в случаях, когда расчетная температура наружного воздуха отличается от $t_{н.о.} = -30^{\circ}\text{C}$, рассчитывается по формуле (4.2):

$$a = 0,54 + \frac{0,22}{(t_v - t_{но})} \quad (4.2)$$

$$a = 0,54 + \frac{0,22}{(20 - ((-34)))} = 0,947$$

									лист
									14
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					

13.03.01.2017.089.12 ПЗ

q_o – удельная тепловая характеристика здания при $t_{н.о.} = -30^\circ\text{C}$, ккал/(ч·м³·°C),
 $q_o = 0,37$ ккал/(ч·м³·°C);

$t_в$ – средняя температура воздуха в помещениях отапливаемого здания, °C;

$t_{н.о}$ – расчетная температура наружного воздуха в холодный период года для отопления, °C;

1,163 – переводной коэффициент Гкал/ч в МВт.

Тогда расход на отопления для здания по формуле (4.1) будет равен:

$$Q_o = 1,163 \cdot 0,947 \cdot 0,37 \cdot 16255,3 \cdot (20 - (-34)) \cdot 10^{-6} = 0,357 \text{ МВт}$$

Под вентиляционной нагрузкой понимают потребность в теплоте для подогрева воздуха, подаваемого извне в помещение.

Максимальный часовой расход тепла на вентиляцию в МВт по укрупнённым показателям определяю по формуле (4.3):

$$Q_в = 1,163 \cdot q_в \cdot V_{з\partial} \cdot (t_в - t_{н\text{о}}) \cdot 10^{-6}, \quad (4.3)$$

где $q_в$ – удельная тепловая характеристика здания для расчета вентиляции, ккал/(ч·м³·°C), $q_в = 0,086$ ккал/(ч·м³·°C), [33, с. 438].

$$Q_в = 1,163 \cdot 0,086 \cdot 16255,3 \cdot (20 - (-34)) \cdot 10^{-6} = 0,088 \text{ МВт}$$

Нагрузка на ГВС имеет существенно неравномерный характер как в течение суток, так и по дням недели.

При отсутствии данных о количестве и типе жилых и общественных зданий средненедельный расход теплоты на ГВС можно определить по формуле (4.4):

$$Q_{гвс} = \frac{1,2 \cdot m \cdot (a + b) \cdot (55 - t_x) \cdot c_p}{n_c}, \quad (4.4)$$

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

a – норма расхода горячей воды на человека [14];

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

$t_2 = 55^\circ\text{C}$ – температуру горячей воды;

$t_x = 5^\circ\text{C}$ – температурой холодной воды в зимний режим;

m – количество потребителей, для школы $m=200$ человек, для детского сада $m=55$ человек;

$n = 86400$ с – длительность подачи горячей воды.

Для школы села Злоказово нагрузка на ГВС будет равна:

$$Q_{гвс}^{ш} = \frac{1,2 \cdot 200 \cdot (3,5 + 25) \cdot (55 - 5) \cdot 4190}{86400} = 16585,4 \text{ Вт}$$

Для детского сада села Злоказово нагрузка на ГВС будет равна:

$$Q_{гвс}^c = \frac{1,2 \cdot 55 \cdot (16 + 25) \cdot (55 - 5) \cdot 4190}{86400} = 6561,4 \text{ Вт}$$

Суммарная нагрузка на ГВС будет определяться по формуле (4.5):

$$Q_{гвс} = Q_{гвс}^{ш} + Q_{гвс}^c \quad (4.5)$$

$$Q_{гвс} = 16585,4 + 6561,4 = 23146 \text{ Вт} = 0,023 \text{ МВт}$$

Суммарный расход теплоты определяется по формуле:

$$Q_{сум} = Q_o + Q_в + Q_{гвс} \quad (4.6)$$

$$Q_{сум} = 0,357 + 0,088 + 0,023 = 0,468 \text{ МВт}$$

Дополнительные мощности котельной учитывают расходы теплоты на перспективу развития школы сад, включающий спортивный комплекс.

4.1.2 Годовой расход тепловой энергии

Годовой расход теплоты на отопление определяется по формуле (4.7):

$$Q_o^{год} = Q_o^{cp} \cdot n_o, \quad (4.7)$$

где Q_o^{cp} – средний расход теплоты за отопительный период, определяется по формуле (4.8):

$$Q_o^{cp} = Q_o \cdot \left(\frac{t_в - t_{н.о}^{cp.о}}{t_в - t_{н.о}} \right) \quad (4.8)$$

$$Q_o^{cp} = 0,357 \cdot \left(\frac{20 - (-6,5)}{20 - (-34)} \right) = 0,175 \text{ МВт}$$

По формуле (4.7) определим годовой расход теплоты на отопление:

$$Q_o^{zod} = 0,175 \cdot 229 \cdot 3600 \cdot 24 = 3,46 \cdot 10^6 \text{ МВт}$$

Годовой расход теплоты на вентиляцию определяется по формуле (4.9):

$$Q_o^{zod} = Q_v \cdot n_v \quad (4.9)$$

$$Q_o^{zod} = 0,023 \cdot 229 \cdot 3600 \cdot 24 = 0,455 \cdot 10^6 \text{ МВт.}$$

Годовой расход теплоты на ГВС определяется по формуле (4.10) :

$$Q_{ГВС}^{zod} = (Q_{ГВС}^{cp.n})_3 \cdot [n_0 + \beta \cdot \frac{t_2 - t_x^л}{t_2 - t_x^л}] \cdot (n_2 - n_0), \quad (4.10)$$

где $\beta = 0,6$ – коэффициент пересчета зимнего на летний режим работы;
 $n_2 = 30,24 \cdot 10^6$ (с/год) – продолжительность работы системы ГВС в году.

$$Q_{ГВС}^{zod} = 0,023 \cdot [229 \cdot 24 \cdot 3600 + 0,6 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 5} \times \\ \times (30,24 \cdot 10^6 - 229 \cdot 24 \cdot 3600)] = 0,57 \cdot 10^6 \text{ МВт}$$

Суммарный годовой расход теплоты определяется по формуле (4.11):

$$Q_{сум}^{zod} = Q_o^{zod} + Q_v^{zod} + Q_{ГВС}^{zod} \quad (4.11)$$

$$Q_{сум}^{zod} = (3,46 + 0,455 + 0,57) \cdot 10^6 = 4,485 \cdot 10^6 \text{ МВт}$$

4.1.3 Расчет температур теплоносителя в зависимости от температур наружного воздуха

При температуре $t_{н.о} = -34^\circ\text{C}$ температура теплоносителя:

– $\tau_{01} = 95^\circ\text{C}$ – температура воды в подающей линии;

– $\tau_{02} = 70^\circ\text{C}$ – температура воды в обратной линии;

– $\tau_{03} = 95^\circ\text{C}$ – температура воды, поступающей в системы отопления к потребителю.

Перепад температур в тепловой сети определяется по формуле (4.12):

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

$$\delta\tau_0 = 95 - 70 = 25^\circ\text{C}$$

Разность температур в системе отопления у потребителя определяется по формуле (4.13):

$$\mathcal{D}_0 = \tau_{03} - \tau_{02} \quad (4.13)$$

$$\mathcal{D}_0 = 95 - 70 = 25^\circ\text{C}$$

Температурный напор нагревательного прибора определяется по формуле (4.14):

$$\Delta t_0 = \frac{\tau_{03} + \tau_{02}}{2} - t_e \quad (4.14)$$

$$\Delta t_0 = \frac{95 + 70}{2} - 20 = 62,5^\circ\text{C}$$

Относительная величина тепловой нагрузки определяется по формуле (4.15):

$$\bar{Q}_0 = \frac{t_e - t_i}{t_e - t_{н.о}} \quad (4.15)$$

Температура воды в подающей линии определяется по формуле (4.16):

$$\tau_{01} = t_e + \Delta t_0 \cdot (\bar{Q}_0)^{0,8} + \bar{Q}_0 \cdot (\delta\tau_0 - 0,5 \cdot \mathcal{D}_0) \quad (4.16)$$

Температура воды в обратной линии определяется по формуле (4.17):

$$\tau_{02} = t_e + \Delta t_0 \cdot (\bar{Q}_0)^{0,8} - 0,5 \cdot \mathcal{D}_0 \cdot \bar{Q}_0 \quad (4.17)$$

Произведем расчет температуры теплоносителя в подающем и обратном трубопроводе и полученные данные сведем в таблицу (4.1):

Таблица 4.1 – Качественное регулирование по отопительной нагрузке в закрытых системах теплоснабжения

$t_{н}, ^\circ\text{C}$	-34	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+8
\bar{Q}_0	1	0,926	0,833	0,741	0,648	0,555	0,463	0,37	0,278	0,222
τ_{01}	95	90,35	84,4	78,5	72,3	65,96	59,5	52,9	45,92	41,53
τ_{02}	70	67,2	63,6	59,9	56,1	52,1	47,97	43,6	38,97	35,97

На рисунке 4.1 изображен график зависимости температуры теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах в зависимости от температуры наружного воздуха. На оси абсцисс откладывается температура наружного воздуха в градусах Цельсия, а на оси ординат температура теплоносителя.

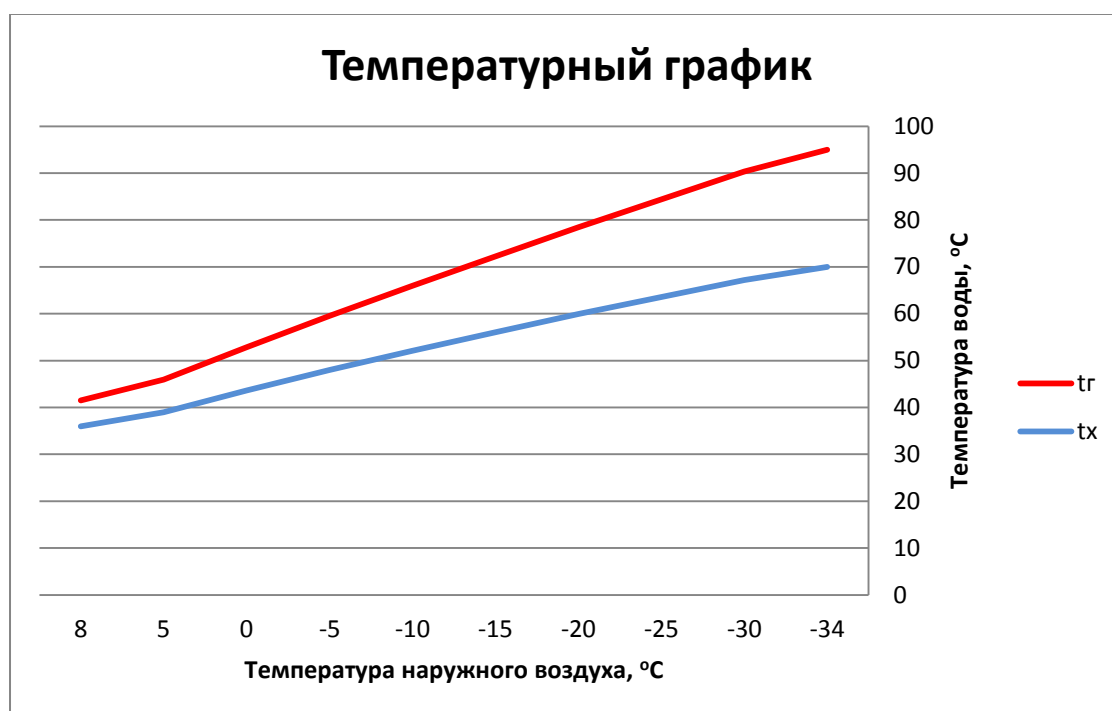


Рисунок 4.1 – График зависимость температуры теплоносителя от температуры наружного воздуха:

t_2 – температура теплоносителя в подающем трубопроводе; t_x – температура теплоносителя в обратном трубопроводе

4.1.4 Расход теплоносителя в зависимости от температуры наружного воздуха

Подрезка графика делается при температуре 65°C, так как температура ГВС не может быть ниже данной температуры в закрытых и открытых системах теплоснабжения. В таком случае определим температуры по графику:

$$\begin{aligned}
 t_{н.и} &= -8 \text{ } ^\circ\text{C} \\
 t_{н.з} &= -27,5 \text{ } ^\circ\text{C} \\
 \tau''_{01} &= 65 \text{ } ^\circ\text{C} \\
 \tau''_{02} &= 40 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

При $t_n > t_{н.и}$ происходит смена регулирования с качественного на количественное, либо регулирование пропусками. При $t_n < t_{н.и}$ график температур сетевой воды рассчитывается для случая регулирования либо по отопительной нагрузке, либо по совмещенной нагрузке отопления и ГВС.

Расход воды на отопление будет неизменным при любой температуре в интервале температур от $t_{н.и}$ до $t_{н.о}$, его можно определить, используя формулу (4.18):

$$G'_o = \frac{Q_o}{c_p \cdot \delta\tau_o} \quad (4.18)$$

$$G'_o = \frac{0,357 \cdot 10^6}{4190 \cdot 25} = 3,41 \text{ кг/с}$$

При температуре, большей чем $t_{н.и}$ расход сетевой воды на отопление рассчитывается с учетом подрезки температурного графика по формуле (4.19):

$$G_o^i = \frac{Q_o^i}{c_p \cdot (\tau_{o1}'' - \tau_{o2}'')} \quad (4.19)$$

$$G_o^{+8} = \frac{0,08 \cdot 10^6}{4190 \cdot (65 - 40)} = 0,76 \text{ кг/с}$$

Аналогично для расхода воды на вентиляцию, при любой температуре в интервале температур от $t_{н.и}$ до $t_{н.о}$ определяется по формуле (4.20):

$$G'_e = \frac{Q_e}{c_p \cdot \delta\tau_o} \quad (4.20)$$

$$G'_e = \frac{0,088 \cdot 10^6}{4190 \cdot 25} = 0,84 \text{ кг/с}$$

При температуре, большей чем $t_{н.и}$ расход сетевой воды на вентиляцию рассчитывается с учетом подрезки температурного графика по формуле (4.21):

$$G_e^i = \frac{Q_e^i}{c_p \cdot (\tau_{o1}'' - \tau_{o2}'')} \quad (4.21)$$

$$G_e^{+8} = \frac{0,019555 \cdot 10^6}{4190 \cdot (65 - 40)} = 0,187 \text{ кг/с}$$

Расход сетевой воды на горячее водоснабжение для различной температуры теплоносителя в зависимости от температуры наружного воздуха определяется

по формуле (4.22):

$$G'_{гвс} = \frac{Q_{гвс}}{c_p \cdot (\tau''_{01} - \tau''_{02})} \quad (4.22)$$

Произведем расчет расхода теплоносителя на нужды отопления, вентиляции и ГВС в зависимости от температуры наружного воздуха. Полученные данные сведены в таблицу (4.2).

Таблица 4.2 – Расходы теплоносителя в зависимости от температуры наружного воздуха

	-34	-30	-25	-20	-15	-10	-8	-5	0	+5	+8
G'_o кг/с	3,41							1,58	1,26	0,95	0,76
$G'_в$ кг/с	0,84							0,39	0,31	0,233	0,187
$G_{ГВС}$ кг/с	0,22	0,237	0,264	0,295	0,339	0,396	0,42	0,42			
G_{Σ} кг/с	4,47	4,487	4,514	4,545	4,589	4,646	4,47	2,19	1,79	1,403	1,167

4.2 Тепловой расчет котельного агрегата

Тепловой расчет котла работающего на органическом топливе производят с целью определения экономических или конструктивных его параметров. Различают конструктивный и поверочный расчеты.

Конструктивный тепловой расчет – это расчет, производимый для определения размеров топочного объема и конвективных поверхностей нагрева, обеспечивающих номинальную производительность котла при заданных рабочих параметрах. Целью расчета является разработка проекта нового котла при заданных характеристиках топлива, производительности и параметрах получаемого теплоносителя.

Поверочный тепловой расчет – расчет, при котором по заданной конструкции и геометрическим характеристикам поверхностей нагрева котла для конкретного вида топлива. Определяется реальная производительность котла и экономичность его работы, для чего определяют: тепловые потери, коэффициент полезного действия котла, расход топлива, скорости теплоносителя, воздуха и продуктов сгорания, коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи элементов поверхностей нагрева котла. Поверочный расчет выполняется для оценки показателей экономично-

сти, выбора вспомогательного оборудования, получения исходных данных для последующих расчетов, например: аэродинамического расчета котла, прочностных расчетов.

Поверочный расчет водогрейного котла фирмы ICI REX-40 мощностью 0,4 МВт, работающего на газообразном топливе выполнен в соответствии с нормативным методом, приведенным в книге «Расчет жаротрубного-дымогарного котла» авторов А.П. Лумми и В.А. Мунца [30].

Особенностью расчета котла является неизвестное значение промежуточных температур газов и теплоносителя. Расчет выполняют методом последовательного приближения, задаваясь вначале некоторым значением температуры уходящих из котла газов, а затем сравнивая его с результатами расчета.

4.2.1 Исходные данные для теплового расчета

Водогрейный котел ICI REX-40 , производительностью 0,4 МВт, работает на природном газе, в состав которого входят такие компоненты как метан $CH_4 = 94,2 \%$, этан $C_2H_6 = 2,5 \%$, пропан $C_3H_8 = 0,4 \%$, изобутан $C_4H_{10} = 0,2 \%$, пентан $C_5H_{12} = 0,1 \%$, азот $N_2 = 2,6 \%$.

Низшая теплота сгорания природного газа будет равна $Q_H^p = 36170 \text{ кДж/м}^3$. Его плотность $\rho_2^c = 0,758 \text{ кг/м}^3$. Температура теплоносителя в подающем трубопроводе равна $t_1 = 110 \text{ }^\circ\text{C}$, в обратном трубопроводе $t_2 = 80 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура уходящих дымовых газов равна $t_{yx} = 174 \text{ }^\circ\text{C}$.

4.2.2 Расчет теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания

Объем дымовых газов при н.у. рассчитывается по формуле определяется по формуле (4.23):

$$V_2 = V_{H_2O} + V_{RO_2}^0 + V_{N_2}^0 + (\alpha - 1) \cdot V^0, \quad (4.23)$$

где V_{H_2O} – объем водяных паров;

$V_{RO_2}^0$ – объем трехатомных газов;

$V_{N_2}^0$ – объем азота;

V^0 – теоретический объемный расход воздуха;

$\alpha = 1,1$ – коэффициент избытка воздуха.

Теоретическое количество воздуха при сжигании 1 м^3 сухого газообразного топлива определяется по формуле (4.24):

$$V^0 = 0,0476 \cdot \left(\sum \left(m + \frac{n}{2} \right) C_n H_m \right) \quad (4.24)$$

						13.03.01.2017.089.12 ПЗ	лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			22

$$V^0 = 0,0476 \cdot (2 \cdot 94,2 + 3,5 \cdot 2,5 + 5 \cdot 0,4 + 6,5 \cdot 0,2 + 8 \cdot 0,1) = 9,58 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Объем трехатомных газов определяется по формуле (4.25):

$$V_{RO_2} = 0,01(\sum m \cdot C_n \cdot H_m) \quad (4.25)$$

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot (94,2 + 2 \cdot 2,5 + 3 \cdot 0,4 + 4 \cdot 0,2 + 5 \cdot 0,1) = 1,017 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Теоретический объем водяных паров находится из формулы (4.26):

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \cdot (\sum \frac{n}{2} \cdot C_m \cdot H_n) + 0,0161 \cdot V^0 \quad (4.26)$$

$$\begin{aligned} V_{H_2O}^0 &= 0,01 \cdot (2 \cdot 94,2 + 3 \cdot 2,5 + 4 \cdot 0,4 + 5 \cdot 0,2 + 6 \cdot 0,1) + (0,0161 \cdot 9,58) = \\ &= 2,145 \text{ м}^3/\text{м}^3 \end{aligned}$$

Действительный объем водяных паров (при $\alpha > 1$) определяется согласно формуле (4.27):

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V^0 \quad (4.27)$$

$$V_{H_2O} = 2,145 + 0,0161 \cdot (1,1 - 1) \cdot 9,58 = 2,168 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Теоретический объем азота определяется по формуле (4.28):

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V^0 + \frac{N_2}{100} \quad (4.28)$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 9,58 + 0,01 \cdot 2,6 = 7,594 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Для обеспечения полного сжигания топлива в топочном объеме в него вводят воздуха больше, чем требуется по химической реакции. Дополнительное количество вводимого воздуха оценивают коэффициентом избытка воздуха, α , который равен отношению количества воздуха, введенного в топочный объем, к теоретически необходимому для полного сгорания 1 м^3 топлива.

Коэффициент избытка воздуха зависит от вида сжигаемого топлива, его качества, условий и параметров топливоподготовки, метода сжигания топлива и конструкции топочного устройства

Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки:

$$\alpha_m = 1,1$$

										лист
										23
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2017.089.12 ПЗ					

Коэффициент избытка воздуха в котельном пучке (2-й ход):

$$\alpha_{кп} = \alpha_m + \Delta\alpha_{кп},$$

где $\Delta\alpha = 0$ – присосы воздуха во 2-м ходе.

$$\alpha_{кп} = 1,1 + 0 = 1,1$$

Действительный объем дымовых газов определяется согласно формуле (4.29):

$$V_2 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2} + V_{H_2O}^0 + 1,0161 \cdot (\alpha - 1)V_g^0 \quad (4.29)$$

$$V_2 = 7,594 + 1,017 + 2,145 + 1,0161 \cdot (1,1 - 1) \cdot 9,58 = 11,74 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Доля трехатомных газов по формуле (4.30):

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}^0}{V_2} \quad (4.30)$$

$$r_{RO_2} = \frac{1,017}{11,74} = 0,087$$

Доля водяных паров согласно формуле (4.31):

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}^0}{V_2} \quad (4.31)$$

$$r_{H_2O} = \frac{2,145}{11,74} = 0,183$$

Суммарная объемная доля трехатомных газов определяется по формуле (4.32):

$$r_n = r_{H_2O} + r_{RO_2} \quad (4.32)$$

$$r_n = 0,087 + 0,183 = 0,27$$

В топке, втором и третьем ходах газоходов V_2 , r_{H_2O} , r_{RO_2} , r_n не меняются, т.к. отсутствуют присосы воздуха.

					13.03.01.2017.089.12 ПЗ	лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		24

4.2.3 Расчёт энтальпий продуктов сгорания газа и воздуха

Для осуществления теплового расчета водогрейного котельного агрегата ICI REX 40 мощностью 0,4 МВт и его элементов при эксплуатации необходимо предварительное определение энтальпии продуктов сгорания газа и воздуха. Количество теплоты в кДж, содержащееся в воздухе или продуктах сгорания, называют энтальпией (теплосодержанием) воздуха и продуктов сгорания. Расчет энтальпий продуктов сгорания необходим для определения тепловосприятия поверхностей нагрева и изменения теплосодержания газового потока. При теплотехнических расчетах принято удельную энтальпию продуктов сгорания определять для объема газов, получающегося при сгорании 1 кг или 1 м³ топлива, и удельную энтальпию воздуха также относить к его объему, необходимому для сжигания 1 кг или 1 м³ топлива.

Теплосодержание продуктов сгорания определяется по формулам (4.33) и (4.34):

$$I_z = I_z^0 + I_g^0 \cdot (\alpha - 1) \quad (4.33)$$

$$I_z^0 = \sum_{i=1}^1 V_i^0 (c \cdot g) = (V_{RO_2}^0 \cdot c_{RO_2} + V_{H_2O}^0 \cdot c_{H_2O} + V_{N_2}^0 \cdot c_{N_2}) \cdot g \quad (4.34)$$

где I_z^0 и I_g^0 – теоретические теплосодержания газов и воздуха;

g – температура газов, °С;

$c_{RO_2}, c_{H_2O}, c_{N_2}, c_g$ – теплоёмкости трёхатомных газов, водяных паров, азота и холодного воздуха (при температуре $t_{хв}$) и постоянном давлении (равном атмосферному).

Теплосодержание воздуха, кДж/м³ определяется по формуле (4.35)

$$I_g^0 = V^0 \cdot c_g \cdot I_g \quad (4.35)$$

Произведем расчет теплосодержания продуктов сгорания и теплосодержания воздуха для диапазона температур от 30 °С до 2200 °С. Полученные расчетные значения представлены в таблице (4.3) выпускной квалификационной работы.

Таблица 4.3 – Расчетные энтальпии для дымовых газов

$t, ^\circ\text{C}$	$I_g^0, \text{кДж/м}^3$	$I_z^0, \text{кДж/ м}^3$	$I_z, \text{кДж/ м}^3$
1	2	3	4
30	373,62	–	37,36
100	1264,56	1482,99	1609,44
200	2548,28	2989,59	3244,42

Продолжение таблицы 4.3

1	2	3	4
300	3860,74	4538,49	4924,56
400	5192,36	6129,93	6649,17
500	6552,72	7758,48	8413,75
600	7951,40	9422,57	10217,71
700	9378,82	11130,08	12067,96
800	10825,40	12896,79	13979,33
900	12271,98	14692,49	15919,69
1000	13756,88	16525,60	17901,28
1100	15280,10	18362,77	19890,78
1200	16803,32	20206,01	21886,35
1400	19888,08	24038,34	26027,14
1600	23020,74	27909,05	30211,12
1800	26143,82	31856,91	34471,29
2000	29353,12	35855,22	38790,53
2200	32562,42	39898,69	43154,94

Располагаемое тепло топлива:

$$Q_p^p = Q_n^p = 36712 \text{ кДж/нм}^3$$

Энтальпия уходящих газов (из диаграммы «энтальпия - температура» для α_{yx} – коэффициент избытка воздуха для последней поверхности нагрева, в нашем случае $\alpha_{yx} = \alpha_{kn}$):

$$I_{yx} = 2819,3 \text{ кДж/нм}^3$$

Температура холодного воздуха:

$$t_{xв} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$$

Энтальпия холодного воздуха:

$$I_{xв} = 205,491 \text{ кДж/нм}^3$$

Потери тепла от химического недожога. (По нормативным документам допустимое содержание оксида углерода (СО) при сжигании природного газа – не более 130 мг/м^3 . При таком содержании СО потери тепла от химического недожога составят $q_3 = 0,000333 \%$). Принимаем $q_3 = 0$.

Потери тепла от механического недожога $q_4 = 0$ (для газообразного топлива).

Потери тепла с уходящими газами определяются по формуле (4.36):

$$q_2 = \frac{(I_{yx} - I_{xв}) \cdot (100 - q_4)}{Q_p^p} \quad (4.36)$$

$$q_2 = \frac{(2819,3 - 205,491) \cdot (100 - 0)}{36712} = 7,226\%$$

Потери тепла в окружающую среду принимаем $q_5 = 0,5\%$.

Потери тепла с физическим теплом шлаков $q_6^{шт} = 0$.

Сумма потерь тепла по формуле (4.37):

$$\sum q_i = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6^{шт} \quad (4.37)$$

$$\sum q_i = 7,226 + 0,5 = 7,726\%$$

Коэффициент полезного действия котла (брутто) согласно формуле (4.38):

$$\eta^{\text{бп}} = 100 - \sum q_i \quad (4.38)$$

$$\eta^{\text{бп}} = 100 - 7,726 = 92,274\%$$

Коэффициент сохранения тепла определяется по формуле (4.39):

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta^{\text{бп}} - q_5} \quad (4.39)$$

$$\varphi = 1 - \frac{0,5}{92,274 - 0,5} = 0,995$$

Тепловая мощность котла согласно исходным данным:

$$Q_k = 400 \text{ кВт/м}^2$$

Полный расход топлива определяется согласно формуле (4.40):

$$B = \frac{Q_k}{Q_p^p \cdot \eta^{\text{бп}}} \quad (4.40)$$

						лист
					13.03.01.2017.089.12 ПЗ	27
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$B = \frac{400}{36170 \cdot 0,92} = 0,012 \frac{\text{нм}^3}{\text{с}}$$

Расчетный расход топлива определяется по формуле (4.41):

$$B_p = B \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \quad (4.41)$$

Для газообразного топлива:

$$B_p = B = 0,012 \text{ м}^3/\text{с}$$

4.2.4 Тепловой расчет топки

Топка котла служит для сжигания топлива и получения продуктов сгорания с высокой температурой, а также для организации теплообмена между высокотемпературной средой и поверхностями нагрева. Теплообмен в топке – сложный процесс, который осложняется еще и тем, что в топке происходят одновременно горение и движение топлива. Источником излучения в топке является горящее топливо. Процесс излучения складывается из излучения топлива, газов и обратного излучения тепловоспринимающих и других ограждающих поверхностей. В топочном объеме наблюдается пространственное, несимметричное поле температур излучающей среды; максимальная температура, близкая к теоретической располагается в зоне ядра факела, а минимальная – на выходе из топки. Целью расчета топки является определение температуры газов на выходе из топки. В жаротрубном котле данной конструкции в состав топки так же включается и поворотная камера.

Объем топочной камеры:

$$V_m = 1,258 \text{ м}^3$$

Поверхность стен:

$$F_{cm} = 6,992 \text{ м}^2$$

В поверочном расчете температура газов, °С, на выходе в конце топки определяется по формуле (4.42):

$$g_T'' = \frac{(v_a + 273)}{1 + M \cdot Bu_{криш}^{0,3} \cdot \left(\frac{(5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \psi_{cp} \cdot F_{cm} \cdot (v_a + 273)^3)}{\varphi \cdot B \cdot VC_{cp}}\right)^{0,6}} - 273, \quad (4.42)$$

где T – абсолютная адиабатическая температура горения топлива;

M – параметр, учитывающий влияние на интенсивность теплообмена относительного уровня расположения горелок, степени забалластированности топочных газов и других факторов;

$Vi_{крыш}$ – критерий эффективности Бугера;

B – расчетный расход топлива;

F_{cm} – поверхность стен топки, м;

VC_{cp} – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 м³ топлива;

ψ_{cp} – среднее значение тепловой эффективности экранов;

φ – коэффициент сохранения тепла.

Коэффициент тепловой эффективности экранов для камерных топок согласно формулы (4.43):

$$\psi_{cm} = \frac{F_{cm} \cdot \xi}{F_{cm}} \quad (4.42)$$

$$\psi_{cm} = \frac{6,992 \cdot 0,65}{6,992} = 0,65$$

Средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг (1 м³) при предварительно принимаемой температуре ϑ_m'' , коэффициенте расхода воздуха на выходе из топки α_m , кДж/м³ или кДж/кг определяется по формуле (4.43):

$$VC_{cp} = \frac{(Q_p - I_m'')}{v_a - v_m''} \quad (4.43)$$

$$VC_{cp} = \frac{(36170 - 14425)}{1878,7 - 823} = 20,6 \text{ кДж/м}^3$$

Для камерных топок при сжигании газа или мазута параметр M рассчитывается по формуле(4.44):

$$M = M_0 \cdot (1 - 0,4 \cdot x_2) \quad (4.44)$$

где x_2 – положение горелки относительно высоты топки, $x_2=0,5$ м,

$x_2 = h_2/H_m$, при расположении горелок в два ряда h_2 считается средней;

M_0 – безразмерный коэффициент, принимается по нормативному методу для газовых и мазутных топок при настенном расположении горелок $M_0 = 0,40$;

$$M = 0,4 \cdot (1 - 0,4 \cdot 0,5) = 0,32$$

									лист
									29
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					

Тогда по формуле (4.42) температура газов на выходе в конце топки:

$$g_T'' = \frac{(1878,7 + 273)}{1 + M \cdot Bu_{криш}^{0,3} \cdot \left(\frac{(5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,65 \cdot 6,992 \cdot (1878,7 + 273)^3)}{0,995 \cdot 0,012 \cdot 20,6} \right)^{0,6}} - 273 = 804,6^\circ\text{C}$$

Основной радиационной характеристикой продуктов сгорания служит критерий поглощательной способности (критерий Бугера), который считается по формуле (4.45):

$$Bu = \kappa p s_T \quad (4.45)$$

где κ – коэффициент поглощения топочной среды, 1/(мМПа), рассчитывается по температуре и составу газов на выходе из топки. При его определении учитывается излучение трехатомных газов (RO_2 , H_2O) и взвешенных в их потоке частиц сажи;

p – давление в топке, МПа, $p = 0,1$ МПа;

s_T – эффективная толщина излучающего слоя топки, м, определяется по формуле (4.46):

$$s_T = \frac{3,6 \cdot V_m}{F_{cm}} \quad (4.46)$$

$$s_T = \frac{3,6 \cdot 1,258}{6,992} = 0,648 \text{ м}$$

Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания (RO_2 , H_2O), 1/(мМПа), рассчитывается по формуле (4.47):

$$k_z = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{10 \cdot p \cdot r_n \cdot s_T}} - 1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot (g_T'' + 273)) \cdot r_n \quad (4.47)$$

$$k_z = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,183}{\sqrt{10 \cdot 0,1 \cdot 0,27 \cdot 0,648}} - 1 \right) (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot (804,3 + 273)) \cdot 0,27 = 3,958$$

Коэффициент поглощения лучей частицами сажи, 1/(мМПа) по формуле (4.48):

$$k_c = \frac{1,2}{1 + \alpha_T^2} \cdot \left(\frac{C_r}{H_r} \right)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot (g_T'' + 273) - 0,5), \quad (4.48)$$

где $\frac{C_r}{H_r} = 2.959$ – соотношение углерода и водорода в рабочей массе топлива.

$$k_c = \frac{1,2}{1+1,1} \cdot (2,59)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot (804,6 + 273) - 0,5) = 1,05$$

Расчет коэффициента поглощения топочной среды, $1/(\text{ммПа})$, проводится по формуле (4.48):

$$k = k_z + k_c \cdot m, \quad (4.48)$$

где $m = 0.1$ для газа.

$$k = 3,958 + 1,05 \cdot 0,1 = 4,06$$

Удельное тепловое напряжение топочного объема, кВт/м^3 , определяется по формуле (4.49):

$$q_v = B \cdot \frac{Q_p}{V_m} \quad (4.49)$$

$$q_v = 0,012 \cdot \frac{36170}{1,258} = 344,59 \text{ кВт/м}^3$$

А среднее удельное тепловое напряжение поверхности нагрева экранов, согласно формуле (4.50):

$$q_l = \frac{Q_l}{F_{cm}} \quad (4.50)$$

Тепловосприятие топки определяется по формуле (4.51):

$$Q_l = \varphi \cdot (Q_p - I_m'') \quad (4.51)$$

$$Q_l = 0,995 \cdot (36170 - 14425) = 21630 \text{ кДж/м}^3$$

Тогда по формуле (4.50) среднее удельное тепловое напряжение поверхности нагрева экранов равно:

$$q_l = \frac{21630}{6,992} = 37,07 \text{ кВт/м}^2$$

4.2.5 Тепловой расчет конвективных поверхностей нагрева

Поверхности нагрева, расположенные в газоходах котельного агрегата воспринимают теплоту, переданную в основном конвекцией, в связи с чем и называются конвективными поверхностями нагрева. Интенсивность конвективного теплообмена зависит от скорости продуктов сгорания и обогреваемой среды; температур потока продуктов сгорания и среды, воспринимающей теплоту; физических свойств рабочих веществ; характера омывания поверхности нагрева; конструктивных поверхностей нагрева; характера потока и т.д.

В основе расчета всех конвективных поверхностей нагрева лежат два уравнения:

1) уравнение теплового баланса представлено формулой (4.52):

$$Q^{\bar{o}} = \varphi \cdot (I'_{кп} - I''_{кп} + \Delta\alpha_{кп} \cdot I_{хв}^0) \quad (4.52)$$

2) уравнение теплопередачи в рассматриваемой поверхности нагрева определяется по формуле (4.53):

$$Q_m = \frac{k \cdot F \cdot \Delta t}{B_p} \quad (4.53)$$

Количество теплоты, отданное продуктами сгорания, приравнивается к теплоте, воспринятой воде, обтекающей трубы конвективной поверхности нагрева. Для выполнения расчета задаются температурой продуктов сгорания после рассчитываемой поверхности нагрева и затем уточняют ее путем последовательных приближений.

Конструктивные размеры труб для расчета второго хода:

- диаметр внутренний $d_{в} = 0,006$ м;
- длина трубы $l = 1$ м;
- количество труб $z = 25$ шт.

Среднее сечение для прохода газов определяется по формуле (4.53):

$$F_2 = \frac{\pi \cdot d_{г}^2}{4} \cdot z \quad (4.53)$$

$$F_2 = \frac{3,14 \cdot 0,006^2}{4} \cdot 25 = 0,007 \text{ м}^2$$

Поверхность нагрева пучка труб согласно формуле (4.54):

$$F = \pi \cdot d_{г} \cdot l \cdot z \quad (4.54)$$

$$F = 3,14 \cdot 0,006 \cdot 1 \cdot 25 = 0,471 \text{ м}^2$$

Температура газов на входе во второй ход из расчета топки формулы (4.42):

$$t'_{2x} = g''_T = 804,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Энтальпия газов на входе во второй ход из расчета топки:

$$I'_{2x} = I''_T = 14076 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3}$$

Температура газов на выходе из второго хода:

$$t''_{2x} = t_{yx} = 174 \text{ }^\circ\text{C}$$

Энтальпия газов на выходе из второго хода (определяем по таблице 4.3):

$$I''_{2x} = I_{yx} = 2819 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3}$$

Тепловосприятие нагреваемой среды по уравнению теплового баланса (4.55):

$$Q_{\bar{o}} = \varphi \cdot (I'_{2x} - I''_{2x} + \Delta\alpha \cdot I_{xg}^0) \quad (4.55)$$

$$Q_{\bar{o}} = 0,995 \cdot (14076 - 2819 + 0) = 11196 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3}$$

Средняя температура газов определяется по формуле (4.56):

$$\bar{t}_2 = \frac{t'_{2x} + t''_{2x}}{2} \quad (4.56)$$

$$\bar{t}_2 = \frac{804,6 + 174}{2} = 489,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

Средняя температура котловой воды:

$$t_g = 95 \text{ }^\circ\text{C}$$

Температурный напор на входе во 2-м ходу определяется по формуле (4.57):

$$\Delta t_{\delta} = t_{2x}' - t_e \quad (4.57)$$

$$\Delta t_{\delta} = 804,6 - 95 = 709,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Температурный напор на выходе из 2-го хода согласно формуле (4.58):

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = t_{2x}'' - t_e \quad (4.58)$$

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = 174 - 95 = 79 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

По формуле (4.59) определяется средний температурный напор:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}}} \quad (4.59)$$

$$\Delta t = \frac{709,6 - 79}{\ln \frac{709,6}{79}} = 287,26 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Объем дымовых газов на 1 нм³ топлива принимается из расчета топлива:

$$V_2 = 11,74 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3}$$

Объемная доля водяных паров из формулы (4.31):

$$r_{H_2O} = 0,183$$

Суммарная объемная доля трехатомных газов и водяных паров из формулы (4.32):

$$r_n = 0,27$$

Средняя скорость газов в пучке определяется по формуле (4.60):

$$W = \frac{B_p \cdot V_2 \cdot (t_2 + 273)}{F_2 \cdot 273} \quad (4.60)$$

$$W = \frac{0,012 \cdot 11,74 \cdot (489,3 + 273)}{0,007 \cdot 273} = 56,2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Коэффициент теплопроводности дымовых газов при $\bar{t}_z = 489,3$ °С определяется по формуле (4.61):

$$\lambda = M_\lambda \cdot \lambda_z, \quad (4.61)$$

где M_λ – коэффициент, определяемый в зависимости от содержания водяных паров и температуры газов;

λ_z – коэффициент теплопроводности дымовых газов среднего состава будет равен $\lambda_z = 6,5 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{С}}$.

Тогда по формуле (4.61):

$$\lambda = 1,05 \cdot 6,5 \cdot 10^{-2} = 0,068 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{С}}$$

Коэффициент кинематической вязкости дымовых газов при $\bar{t}_z = 489,3$ °С определяется по формуле (4.62):

$$\nu = M_\nu \cdot \nu_z, \quad (4.62)$$

где M_ν – коэффициент, определяемый в зависимости от содержания водяных паров и температуры газов равен $M_\nu = 1,02$;

ν_z – коэффициент кинематической вязкости дымовых газов среднего состава равен $\nu_z = 75 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

Тогда по формуле (4.62):

$$\nu = 1,02 \cdot 75 \cdot 10^{-6} = 76,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

Критерий Pr при $\bar{t}_z = 489,3$ °С определяется по формуле (4.63):

$$Pr = M_{Pr} \cdot Pr_z, \quad (4.63)$$

где M_{Pr} – коэффициент, зависящий от содержания водяных паров равный $M_{Pr} = 1,045$;

Pr_z – критерий Pr для дымовых газов среднего состава равен $Pr_z = 0,629$.

Тогда по формуле (4.63):

$$Pr = 1,045 \cdot 0,629 = 0,658$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией можно рассчитать по формуле (4.64):

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_g} \cdot (W \cdot \frac{d_g}{\nu})^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (4.64)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{6,8 \cdot 10^{-2}}{0,006} \cdot (56,2 \cdot \frac{0,006}{76,5 \cdot 10^{-6}})^{0,8} \cdot 0,658^{0,4} = 181,5 \frac{Вт}{м^{\circ}С}$$

Степень черноты загрязненных стенок лучевоспринимающих поверхностей:

$$\alpha_3 = 0,8$$

Эффективная толщина излучающего слоя определяется по формуле (4.65):

$$s = 3,6 \frac{V}{F_{cm}}, \quad (4.65)$$

где V – объем дымогарной трубы;

F_{cm} – площадь поверхности стен дымогарной трубы.

Объем дымогарной трубы рассчитывается по формуле (4.66)

$$V = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_g^2 \cdot h \quad (4.66)$$

$$V = \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,006^2 \cdot 1 = 0,005 \text{ м}^3$$

Площадь поверхности стен дымогарной трубы определяется по формуле(4.67):

$$F_{cm} = \pi \cdot d_g \cdot h \quad (4.67)$$

$$F_{cm} = 3,14 \cdot 0,006 \cdot 1 = 0,019 \text{ м}^2$$

Тогда по формуле (4.65):

$$s = 3,6 \frac{0,005}{0,019} = 0,9 \text{ м}$$

Суммарная поглощательная способность трехатомных газов и паров рассчитывается согласно формуле (4.68):

$$p_n s = p r_n s \quad (4.68)$$

$$p_n s = 0,1 \cdot 0,27 \cdot 0,9 = 0,024 \text{ м} \cdot \text{МПа}$$

Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами определяется по формуле (4.69):

$$k_2 r_n = \left[\frac{(7,8 + 16 \cdot r_{H_2O})}{3,16 \cdot \sqrt{p_n \cdot s}} - 1 \right] \cdot \left[1 - 0,37 \cdot \frac{t + 273}{1000} \right] \cdot r_n \quad (4.69)$$

$$k_2 r_n = \left[\frac{(7,8 + 16 \cdot 0,183)}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,9}} - 1 \right] \cdot \left[1 - 0,37 \cdot \frac{489,3 + 273}{1000} \right] \cdot 0,27 = 4,03 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$$

Степень черноты потока газов при температуре газов $t_2 = 489,3$ °С рассчитывается согласно формуле (4.70):

$$\alpha = 1 - \exp(-kps) = 1 - \exp(-k_2 \cdot r_n \cdot p \cdot s) \quad (4.70)$$

$$\alpha = 1 - \exp(-4,06 \cdot 0,27 \cdot 0,1 \cdot 0,9) = 0,304$$

Абсолютная температура загрязненной поверхности определяется по формуле (4.71):

$$T_3 = t_6 + \Delta t + 273 \quad (4.71)$$

$$T_3 = 95 + 25 + 273 = 393 \text{ К}$$

Коэффициент теплоотдачи излучением рассчитывается согласно формуле (4.72):

$$\alpha_l = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \alpha \cdot T^3 \cdot \left(\frac{1 - \left(\frac{T_3}{T}\right)^{3,6}}{1 - \left(\frac{T_3}{T}\right)} \right) \quad (4.72)$$

$$\alpha_l = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \alpha \cdot T^3 \cdot \left(\frac{1 - \left(\frac{393}{762,3}\right)^{3,6}}{1 - \left(\frac{393}{762,3}\right)} \right) = 12,9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°С}}$$

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке определяется по формуле (4.73):

						13.03.01.2017.089.12 ПЗ	лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			37

$$\alpha_1 = \zeta \cdot (\alpha_k + \alpha_n), \quad (4.73)$$

где ζ – коэффициент использования поверхности нагрева, принимается равным $\zeta = 1$.

Тогда по формуле (4.73):

$$\alpha_1 = 1 \cdot (181,5 + 12,9) = 194,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{С}}$$

Коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле (4.74):

$$k = \psi \cdot \alpha_1 \quad (4.74)$$

где $\psi = 0,85$ – коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева, принимается равным $\psi = 0,85$.

Тогда по формуле (4.74):

$$k = 0,85 \cdot 194,4 = 165,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{С}}$$

Тепловосприятие нагреваемой среды по уравнению теплообмена определяется по формуле (4.75):

$$Q^m = \frac{k \cdot F \cdot \Delta t}{B_p} \quad (4.75)$$

$$Q^m = \frac{165,2 \cdot 0,471 \cdot 287,3}{0,012 \cdot 10^3} = 11040 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3}$$

Невязка теплового расчета 2-го хода рассчитывается по формуле (4.76):

$$\delta = \frac{Q^{\delta} - Q^m}{Q^{\delta}} \cdot 100\% \quad (4.76)$$

$$\delta = \frac{11196 - 11040}{11196} \cdot 100\% = 1,39\%$$

Для котельных пучков, если расхождение между значениями тепловосприятий по уравнениям теплового баланса и теплопередачи не превышает 2%, расчет можно считать законченным.

4.3. Тепловой расчет пластинчатого теплообменника

Согласно Федеральному закону ФЗ № 261 «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности»[1] разрешается использование только двухконтурной схемы присоединения котловой воды и потребителя. Для этого необходима установка теплообменного аппарата.

В данном разделе выпускной квалификационной работы произведен тепловой расчет пластинчатого теплообменника для нагрева сетевой воды, поступающей в отопительные установки потребителя, водой из котлового контура.

Пластинчатый теплообменник представляет собой устройство, в котором осуществляется передача теплоты от горячего теплоносителя к нагреваемой среде через стальные, медные, графитовые, титановые гофрированные пластины, которые стянуты в пакет. Горячие и холодные слои перемежаются друг с другом.

Расчет выполнен в соответствии с нормативным методом, изложенным в книге Н.В. Барановского «Пластинчатые и спиральные теплообменники»[24].

Исходные данные для расчета теплообменного аппарата представлены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Исходные данные для расчета теплообменника

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Значение
1	2	3	4
1. Массовый расход нагреваемого теплоносителя	G_2	$\frac{\text{кг}}{\text{ч}}$	22
2. Начальная температура нагреваемого теплоносителя	t_2'	$^{\circ}\text{C}$	70
3. Конечная температура нагреваемого теплоносителя	t_2''	$^{\circ}\text{C}$	95
4. Начальная температура греющего теплоносителя	t_1'	$^{\circ}\text{C}$	110
5. Конечная температура греющего теплоносителя	t_1''	$^{\circ}\text{C}$	80
6. Рабочее давление в аппарате	P	МПа	1,6
7. Располагаемый напор со стороны греющего теплоносителя	Δp_1	кПа	30
8. Располагаемый напор со стороны нагреваемого теплоносителя	Δp_2	кПа	40
9. Средняя температура греющего теплоносителя	t_{cp1}	$^{\circ}\text{C}$	95
10. Плотность греющего теплоносителя	ρ_1	$\text{кг}/\text{м}^3$	961,85
11. Удельная теплоёмкость	c_1	$\text{Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$	4214
12. Коэффициент теплопроводности	λ_1	$\text{Вт}/(\text{м}\cdot^{\circ}\text{C})$	0,68

Продолжение таблицы 4.4

1	2	3	4
13. Кинематическая вязкость	ν_1	м ² /с	$0,312 \cdot 10^{-6}$
14. Средняя температура нагреваемого теплоносителя	t_{cp1}	°С	82,5
15. Плотность нагреваемого теплоносителя	ρ_2	кг/м ³	970,2
16. Удельная теплоёмкость	c_2	Дж/(кг·°С)	4198
17. Коэффициент теплопроводности	λ_1	Вт/(м·°С)	0,671
18. Кинематическая вязкость	ν_1	м ² /с	$0,357 \cdot 10^{-6}$
19. Поверхность теплопередачи одной пластины	F_1	м ²	0,121
20. Эквивалентный диаметр канала	d_ε	м	0,00897
21. Толщина пластины	δ_{cm}	мм	1
22. Коэффициент теплопроводности материала	λ_{cm}	Вт/(м·°С)	13,4

Количество тепла, передаваемого в единицу времени определяется по формуле (4.77):

$$Q = G_2 \cdot c_2 (t_2'' - t_2')$$
 (4.77)

$$Q = 6,11 \cdot 4198 \cdot (95 - 70) = 6,412 \cdot 10^5 \text{ Вт}$$

По формуле (4.78) определяется расход нагреваемого теплоносителя:

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2}$$
 (4.78)

$$V_2 = \frac{6,11}{970,2} = 0,0063 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Массовый расход греющей воды определяется по формуле (4.79):

$$G_1 = \frac{Q}{c_1 \cdot (t_1' - t_1'')}$$
 (4.79)

$$G_1 = \frac{2,31 \cdot 10^6}{4214 \cdot (110 - 80)} = 5,07 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Объемный расход греющей воды определяется согласно формуле (4.80):

$$V_1 = \frac{G_1}{\rho_1} \quad (4.80)$$

$$V_1 = \frac{5,07}{961,85} = 0,0053 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Схема потоков (противоток):

$$\begin{aligned} 110^\circ\text{C} &\rightarrow 80^\circ\text{C} \\ 95^\circ\text{C} &\leftarrow 70^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Большой перепад температур, согласно приведенной схеме будет определяться по формуле (4.81):

$$\Delta t_{\delta} = t_1' - t_2'' \quad (4.81)$$

$$\Delta t_{\delta} = (110 - 95) = 15^\circ\text{C}$$

Меньший перепад температур, согласно приведенной схеме будет определяться по формуле (4.82):

$$\Delta t_{\text{м}} = t_1'' - t_2' \quad (4.82)$$

$$\Delta t_{\text{м}} = (80 - 70) = 10^\circ\text{C}$$

По формуле (4.83) определяется средний температурный напор:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (4.83)$$

$$\Delta t = \frac{15 - 10}{2,3 \cdot \lg \frac{15}{10}} = 12,33^\circ\text{C}$$

В каналах теплообменника нагреваемый теплоноситель движется с рациональной скоростью.

Скорость движения нагреваемого теплоносителя определяется согласно формуле (4.84):

$$w_2 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_2 \cdot (t_{cm}^{cp} - t_2^{cp}) \cdot \Delta p_2}{c_2 \cdot (t_1' - t_2'') \cdot \rho_2^2 \cdot \zeta_2}}, \quad (4.84)$$

где α_2 – коэффициент теплоотдачи теплообменного аппарата;

ζ_2 – коэффициент гидравлического сопротивления аппарата;

t_{cm}^{cp} – средняя температура стенки теплообменного аппарата, определяется по формуле (4.85):

$$t_{cm}^{cp} = \frac{(t_1^{cp} + t_2^{cp})}{2} \quad (4.85)$$

$$t_{cm}^{cp} = \frac{(95 + 82,5)}{2} = 88,75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Тогда по формуле (4.84) скорость движения нагреваемого теплоносителя:

$$w_2 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{13000 \cdot (88,75 - 82,5) \cdot 40000}{4198 \cdot (95 - 70) \cdot 970,2^2 \cdot 2,4}} = 0,479 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Критерий Рейнольдса для потока нагреваемого теплоносителя согласно формуле (4.86):

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_3}{\nu_2} \quad (4.86)$$

$$Re_2 = \frac{0,479 \cdot 0,00897}{0,357 \cdot 10^{-6}} = 12030$$

Значение коэффициента общего гидравлического сопротивления определяется по формуле (4.86):

$$\xi_2 = \frac{22,4}{Re_2^{0,25}} \quad (4.86)$$

$$\xi_2 = \frac{22,4}{12030^{0,25}} = 2,14$$

Это достаточно близко к принятому $\xi_2 = 2,4$.

Критерии Прандтля для воды равны $Pr_2 = 2,173$ и $Pr_{cm} = 2,004$.

Критерий Нуссельта со стороны нагреваемого теплоносителя определяется по формуле (4.87):

$$Nu_2 = 0,135 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (4.87)$$

$$Nu_2 = 0,135 \cdot 12030^{0,73} \cdot 2,173^{0,43} \cdot \left(\frac{2,173}{2,004} \right)^{0,25} = 183,05$$

Коэффициент теплоотдачи от нагреваемого теплоносителя к стенке по полученному значению Nu_2 согласно формуле (4.88):

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_3} \quad (4.88)$$

$$\alpha_2 = \frac{183,05 \cdot 0,671}{0,00897} = 13690 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}$$

Ориентировочного расчет скорости w_1 производится по формуле (4.89):

$$w_2 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_1 \cdot (t_1^{cp} - t_{cm}^{cp}) \cdot \Delta p_1}{c_1 \cdot (t_1' - t_1'') \cdot \rho_1^2 \cdot \zeta_1}} \quad (4.89)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи, принимается равным $12000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}$;

ζ_1 – коэффициент гидравлического сопротивления, принимается равным 2,4.

Тогда по формуле (4.89) скорость будет равна:

$$w_2 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{12000 \cdot (95 - 88,75) \cdot 30000}{4214 \cdot (110 - 80) \cdot 961,85^2 \cdot 2,4}} = 0,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Критерий Рейнольдса для потока греющего теплоносителя определяется по формуле (4.90):

$$Re_2 = \frac{w_1 \cdot d_3}{\nu_1} \quad (4.90)$$

$$Re_2 = \frac{0,4 \cdot 0,00897}{0,312 \cdot 10^{-6}} = 11510$$

Значение коэффициента общего гидравлического сопротивления уточняется по формуле (4.91):

$$\xi_1 = \frac{22,4}{Re_1^{0,25}} \quad (4.91)$$

$$\xi_1 = \frac{22,4}{11510^{0,25}} = 2,163$$

Это достаточно близко к принятому $\xi_1 = 2,4$.

Критерии Прандтля для воды равны $Pr_1 = 1,865$ и $Pr_{cm} = 2,004$.

Критерий Нуссельта со стороны греющего теплоносителя определяется по формуле (4.92):

$$Nu_1 = 0,135 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (4.92)$$

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 11540^{0,73} \cdot 1,865^{0,43} \cdot \left(\frac{1,865}{2,004} \right)^{0,25} = 159,75$$

Коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке по полученному значению Nu_1 определяется согласно формуле (4.93):

$$\alpha_2 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_3} \quad (4.93)$$

$$\alpha_2 = \frac{159,75 \cdot 0,68}{0,00897} = 12000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Термическое сопротивление стенки пластины и загрязнений на ней:

а) термическое сопротивление загрязнений на стенке по стороне греющего теплоносителя:

$$R_{31} = 0,00023 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$$

б) термическое сопротивление стенки из стали марки 06ХН28МДТ (SMO 254) при толщине стенки $\delta_{ст} = 1$ мм определяется по формуле (4.94):

$$R_{32} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \quad (4.94)$$

$$R_{32} = \frac{0,001}{13,4} = 0,000076 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

в) термическое сопротивление загрязнений на стенке по стороне нагреваемого теплоносителя:

$$R_{33} = 0,00023 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле (4.95):

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1}\right) + R_{31} + \left(\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}\right) + R_{32} + \left(\frac{1}{\alpha_2}\right)} \quad (4.95)$$

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{13690}\right) + 0,00023 + (0,000076) + 0,00023 + \left(\frac{1}{12000}\right)} = 1445 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}$$

Общая поверхность теплопередачи теплообменного аппарата формулы определяется согласно (4.96):

$$F_a = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} \quad (4.96)$$

$$F_a = \frac{641200}{1445 \cdot 12,33} = 36 \text{ м}^2$$

Ближайшая стандартная поверхность теплообмена, согласно ГОСТ 15518-87 «Аппараты теплообменные пластинчатые»[6], равна 40 м².

4.4 Расчет тепловой схемы котельной

Тепловая схема предназначена для определения принципа работы системы теплоснабжения, которая включает в себя теплотехническое оборудование, соединенное трубопроводами в соответствии с технологической последовательностью движения теплоносителя.

Тепловые схемы котельных могут быть принципиальные, развернутые и рабочие или монтажные. Принципиальные тепловые схемы котельных указывается лишь главное оборудование и основные трубопроводы без арматуры, всевозмож-

ных вспомогательных устройств и второстепенных трубопроводов. На этой схеме показываются расходы и параметры теплоносителей.

На развернутой тепловой схеме показывается все устанавливаемое оборудование, а также все трубопроводы, соединяющие оборудование, с запорной и регулирующей арматурой.

4.4.1 Описание тепловой схемы котельной

Исходная вода поступает в котельную по трубопроводу с диаметром $33 \times 3,0$ под давлением $P=0,25$ МПа и с температурой от $+5$ до $+15$ °С .

Вода разделяется на два потока: трубопровод подпитки циркуляционного контура ГВС ($B1.1$) и трубопровод исходной воды, идущей на подпитку сетевого контура ($B1$). Для очистки исходной воды от механических примесей необходима установка механического фильтра (поз. $\Phi3$). Для учета общего расхода воды на котельную предусматривается установка счетчика холодной воды с импульсным выходом (поз. $Cч3$).

Для подготовки подпиточной воды сетевого контура предусматривается установка умягчения воды непрерывного действия TS 91-09М (поз. XBO). Это связано с высоким показателем жесткости в исходной воде, которое не допустимо для нормальной работы котельного агрегата. В установке TS 91-09М происходит одноступенчатое Na-катионирование исходной воды, что позволяет снизить общую жесткость до необходимых параметров.

Для возможности аварийной подпитки сетевого контура предусматривается байпасная. Она оснащена двумя красными шаровыми (поз. $Kш3.12$ и $Kш3.13$) и контролем протечек (поз. $Kш5.7$).

Теплоноситель сетевого контура (T_2) поступает в котельную по трубопроводу Ду80 с давлением 0,2 МПа и температурой $t=70$ °С. Расход теплоносителя равен 22 м³/ч. Вода проходит через механический фильтр (поз. $\Phi1$), затем через счетчик (поз. $Cч1.2$) и поступает во всасывающий коллектор сетевых насосов.

Далее теплоноситель направляется в котлы, где происходит подогрев теплоносителя.

Регулирование температуры теплоносителя в подающем трубопроводе сетевого контура происходит путем подмеса теплоносителя обратного трубопровода сетевого контура в подающий. Для реализации такой схемы регулирования предусматривается установка трехходового клапана регулирующей (поз. P_k). Регулирование температуры теплоносителя подающего трубопровода сетевого контура происходит в автоматическом режиме в зависимости от температуры наружного воздуха.

Теплоноситель сетевого контура (T_1) подается к потребителям по трубопроводу Ду80.

Теплоноситель циркуляционного контура ГВС (T_4) поступает в котельную по трубопроводу Ду32 с давлением 0,2 МПа и температурой $t=55$ °С . Потери теплоносителя восполняются автоматически, так как создается разница давлений в

										лист
										46
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2017.089.12 ПЗ					

трубопроводе (T_4) и трубопроводе В1.1. Для возможности регулирования в трубопроводе В1.1 предусматривается установка регулятора давления «после себя» РДС-НО (поз. Рд1.2).

Теплоноситель циркуляционного контура ГВС после входа в котельную проходит очистку от примесей в механическом фильтре (поз. Ф2), а также проходит через счетчик ВСТ-32. Далее теплоноситель разбавляется подпиточной водой (В1.1) и подается на теплообменники водоводяные (поз.ТО1 и ТО2). Регулирование температуры в подающем трубопроводе циркуляционного контура ГВС (T_3) происходит путем регулирования расхода греющей среды на теплообменники. Греющей средой в данном случае выступает теплоноситель сетевого контура. Отбор греющей воды на теплообменники происходит до разбавления подающего теплоносителя сетевого контура (T_1) обратным теплоносителем сетевого контура (T_2). Тем самым обеспечивается постоянная температура греющей воды, подаваемой на теплообменники (поз. ТО1 и ТО2) для подогрева теплоносителя циркуляционного контура ГВС.

Котлы оборудованы предохранительными клапанами.

Трубопроводы от сбросных клапанов выводятся за пределы котельной и оборудованы трубопроводами контроля протечек и приемными воронками.

В верхних частях трубопроводов устанавливаются автоматические воздухоотводчики (для автоматического удаления воздуха), в нижних частях – краны шаровые для слива воды при ремонте, с присоединением для шланга.

Дренажные потоки от всех трубопроводов попадают в дренажный трубопровод (K_3), откуда удаляются за пределы котельной в производственную канализацию.

4.4.2 Расчет тепловой схемы котельной

Расчет тепловой схемы котельной села Злоказово Кусмнского муниципального района выполнен в соответствии с методом, приведенным в книге «Производственные и отопительные котельные» [45], авторов К.Ф. Роддатис и Е.Ф. Бузников.

Тепловая нагрузка на собственные нужды определяется по формуле (4.97):

$$Q_{сн} = 0,02 \cdot Q_{\Sigma} \quad (4.97)$$

$$Q_{сн} = 0,02 \cdot 468 = 9,36 \text{ кВт}$$

Общая тепловая мощность котельной согласно формуле (4.98) равна:

$$Q_k = Q_o + Q_b + Q_{звс} + Q_{с.н.} \quad (4.98)$$

$$Q_k = 357 + 88 + 23 + 9,36 = 477,36 \text{ кВт}$$

					13.03.01.2017.089.12 ПЗ	лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		47

Расход подпиточной воды согласно формуле (4.103) равен:

$$G_{подп} = 0,03 \cdot G_c \quad (4.103)$$

$$G_{подп} = 0,03 \cdot 4,47 = 0,134 \text{ кг/с}$$

Расход ХОВ из соотношения (4.104) определяется:

$$G_{хов} = G_{подп} \quad (4.104)$$

$$G_{хов} = 0,134 \text{ кг/с}$$

Расход исходной воды определяется по формуле (4.105):

$$G_{исх} = 1,15 \cdot G_{хов} \quad (4.105)$$

$$G_{исх} = 1,15 \cdot 0,134 = 0,154 \text{ кг/с}$$

Количества тепла передаваемое теплообменному аппарату в единицу времени согласно формуле (4.106):

$$Q_{ТО} = G_c \cdot c_p \cdot (\tau_{o1} + \tau_{o2}) \quad (4.106)$$

$$Q_{ТО} = 4,47 \cdot 4,19 \cdot (95 + 70) = 468,2 \text{ кВт}$$

Расчетный расход воды на собственные нужды определяется по формуле (4.107):

$$(G_{с.н.})_P = G_{хов} + G_{сн} + G_{исх} + G_{подп} \quad (4.107)$$

$$(G_{с.н.})_P = 0,134 + 0,075 + 0,154 + 0,134 = 0,497 \text{ кг/с}$$

По формуле (4.108) определим расчетный расход воды на котел:

$$(G_k)_P = \frac{Q_{о.в.} + Q_{звс}}{C_p \cdot (t_k'' - t_k')} + (G_{с.н.})_P \quad (4.108)$$

$$(G_k)_P = \frac{357 + 88 + 23}{4,19 \cdot (110 - 80)} + 0,497 = 4,22 \text{ кг/с}$$

Погрешность расчета согласно формуле (4.109) составляет:

									лист
									49
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2017.089.12 ПЗ				

$$\Delta = \frac{G_k - (G_k)_P}{(G_k)_P} \cdot 100 \quad (4.109)$$

$$\Delta = \frac{4,56 - 4,22}{4,22} \cdot 100 = 8\%$$

Расчет необходимо уточнить, так как погрешность превышает 2 %.

Расчет второго приближения производится аналогично. В качестве расхода воды на собственные нужды используется значение, полученное в первом приближении.

Расчет второго приближения сведен в таблицу 4.5.

Таблица 4.5 – Расчет второго приближения тепловой схемы котельной

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Значение
1. Тепловая нагрузка на собственные нужды	$Q_{сн}$	кВт	9,36
2. Общая тепловая мощность котельной	Q_k	кВт	477,36
3. Расход воды через котел	G_k	кг/с	4,56
4. Температура воды на входе в котел	t'_k	°С	80
5. Температура воды на выходе из котла	t''_k	°С	110
6. Расход воды на собственные нужды	$G_{с.н.}$	кг/с	0,497
7. Расход сетевой воды	G_c	кг/с	4,47
8. Расход подпиточной воды	$G_{подп}$	кг/с	0,134
9. Расход ХОВ	$G_{хов}$	кг/с	0,134
10. Расход исходной воды	$G_{исх}$	кг/с	0,154
11. Количества тепла передаваемое теплообменному аппарату в единицу времени	$Q_{ТО}$	кВт	468,2
12. Расчетный расход воды на собственные нужды	$(G_{с.н.})_P$	кг/с	0,919
13. Расчетный расход воды на котел	$(G_k)_P$	кг/с	4,64
14. Погрешность расчета составляет	Δ	%	1,8

Погрешность не превышает 2%, то расчет можно считать завершенным.

4.5 Выбор основного и вспомогательного оборудования котельной

Очень важной задачей является правильный выбор основного и вспомогательного оборудования котельной. От этого зависит работоспособность объекта, для которого предназначен источник теплоснабжения. В настоящее время в целях реализации Федерального закона ФЗ №261 «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности»[1] предпочтение отдается энергосберегающему и энергоэффективному оборудованию.

4.5.1 Выбор котельного агрегата

Согласно расчету теплового потребления школы-сад села Злоказово Кусинского муниципального суммарная тепловая нагрузка здания составила 0,468 МВт. Учитывая перспективу развития спортивного комплекса села Злоказово, необходим дополнительный запас мощности котельной. Также необходимо учитывать затраты тепловой энергии на собственные нужды котельной.

Исходя из этих данных, для теплоснабжения группы зданий возникла необходимость установки двух водогрейных котлов итальянского производства ICI REX 40, производительностью 0,4 МВт каждый.

Водогрейный котел ICI REX 40 – стальной котел с цилиндрической топкой, с реверсивным развитием факела горения. Он предназначен для работы с наддувными горелками на жидком или газообразном топливе. Температура нагреваемого теплоносителя от 60 до 110 °С. Отличительной особенностью данного котла является легкий доступ внутрь для сервисных работ и качественная теплоизоляция стен стекловатой высокой плотности [34].

Технические характеристики котельного агрегата ICI REX 40 приведены в таблице 3.1 выпускной квалификационной работы.

4.5.2 Выбор теплообменного аппарата

В настоящее время в целях энергосбережения запрещается использование одноконтурной схемы присоединения источника тепловой энергии и потребителя. Соединение контуров котловой и сетевой воды осуществляется через пластинчатый теплообменный аппарат. В контуре котловой воды для данной системы теплоснабжения температурный режим в подающем и обратном трубопроводе равен 110/80 °С соответственно, а в контуре сетевой воды 95/70 °С.

В главе 4 выпускной квалификационной работы произведен расчет необходимой площади поверхности теплообмена, которая равна 36 м².

По полученным данным площади поверхности теплообмена, а также расходу теплоносителя в сетевом контуре, произведен обзор теплообменных аппаратов. Данным характеристикам соответствует пластинчатый разборный теплообменный аппарат фирмы «Ридан» модель НН№19 [36].

Технические характеристики теплообменного аппарата фирмы «Ридан» №19 представлены в таблице 4.6.

										лист
										51
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2017.089.12 ПЗ					

Таблица 4.6 – Технические характеристики пластинчатого теплообменника «Ридан» НН №19

Характеристика	Обозначение	Единица измерения	Значение
1. Максимальная площадь теплообмена	F	м ² /с	38,72
2. Максимальный расход теплоносителя	G	м ³ /ч	70
3. Расчетное давление	P	МПа	1,0
4. Длина теплообменника	L	мм	525
5. Ширина теплообменника	B	мм	395
6. Высота теплообменника	H	мм	960
7. Максимальная масса теплообменника	M	кг	195
8. Площадь одной пластины	S_1	м ²	0,22
9. Число пластин	n	шт	11-35

4.5.3 Выбор горелки для котельного агрегата

Одним из основных элементов системы теплоснабжения является горелка для котла. Она обеспечивает эффективную работу оборудования, путем равномерного сгорания топлива, а также сокращает выбросы вредных веществ в атмосферу.

Мощность горелочного устройства должны быть больше мощности топки котельного агрегата. Однако перепад мощности не должен быть большим, так как это может привести к снижению производительности котла.

Для котлов малой мощности предпочтительнее использовать горелку с двухступенчатым регулированием. При таком типе регулирования теплоноситель нагревается до заданной температуры, и горелочное устройство переключается со второй ступени на первую для поддержания температуры теплоносителя. Это позволит уменьшить число включений и отключений устройства и снизить воздействие ударов на стенки котла.

Также при выборе горелочного устройства необходимо учитывать диаметр газовой арматуры. Его необходимо подбирать таким образом, чтобы обеспечить необходимое давление и подачу газа для эффективной работы горелки [37].

Приведенным критериям соответствуют газовая горелка NG550 M.PR.A.0.32 фирмы «CIB UNIGAS». Горелка Cib Unigas NG550 относится к группе наиболее мощных горелок. Она может быть применена для работы на котлах и печах различного назначения [37]. Технические характеристики газовой горелки Cib Unigas представлены в таблице 4.7.

Таблица 4.7 – Технические характеристики горелки NG550 M.PR.A.0.32

Характеристика	Величина
1. Тепловая мощность горелки	160-570 кВт
2. Давление природного газа перед горелкой	500 мбар
3. Давление природного газа перед горелкой	11 мбар
4. Общая электрическая мощность	0,55 кВт
5. Общий вес горелки	58 кг
6. Тип регулирования	Плавное двухступенчатое

4.5.4 Выбор насоса рециркуляции котла

Рециркуляционные насосы предназначены для поддержания необходимой температуры воды на входе в водогрейный котел в целях защиты от коррозии конвективных поверхностей нагрева котельного агрегата. Часть нагретой воды из водогрейного котла снова направляется на вход в котел для помешивания с обратной сетевой водой и увеличивает температуру до заданного значения.

Подбор рециркуляционного насоса осуществляется по напору и расходу воды через него. Необходимый расход воды, который должен обеспечивать насос, рассчитан в тепловой схеме котельной.

Напор рециркуляционного насоса определяется по формуле (4.110):

$$H_p = 1,1 \cdot (H_k + H_{тр}), \quad (4.110)$$

где H_k – гидравлическое сопротивление котла;

$H_{тр}$ – гидравлическое сопротивление трубопровода.

$$H_p = 1,1 \cdot (2 + 0,5) = 2,75 \text{ м}$$

Расход воды через рециркуляционный насос определяется по формуле (4.111):

$$G_{реци} = 0,25 \cdot G_k \quad (4.111)$$

$$G_{реци} = 0,25 \cdot 4,64 \cdot \frac{3600}{1000} = 4,176 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Вышеуказанным значениям соответствует рециркуляционный насос TOP-S-30/4 фирмы «Wilо». К его достоинствам можно отнести возможность выбора степени частоты вращения двигателя, соответствующей мощности.

Технические характеристики рециркуляционного насоса TOP-S-30/4 фирмы «Wilо» приведены в сводной таблице насосов 4.8.

4.5.5 Выбор сетевого насоса

Сетевые насосы предназначены для перекачки сетевой воды в системе тепловых сетей.

Основными критериями выбора сетевого насоса являются расход теплоносителя циркулирующего в сетевом контуре и напор, который должен создавать насос для обеспечения циркуляции теплоносителя в сети. Насос должен обеспечивать запас по этим критериям в 30%.

Расход теплоносителя циркулирующего в сетевом контуре, который должен обеспечивать насос определяется по формуле (4.112):

$$G_{c.n.} = 1,3 \cdot G_{c.в.}, \quad (4.112)$$

где $G_{c.в.}$ – расход сетевой воды, полученный при расчете тепловой схемы.

$$G_{c.n.} = 1,3 \cdot 4,47 \cdot \frac{3600}{1000} = 20,92 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Необходимый напор, который должен создавать сетевой насос с учетом запаса в 30% определяется по формуле:

$$H_{c.n.} = 1,3 \cdot (H_k + H_{z.m.} + H_{н.т.} + H_{п.т.} + H_{o.т.}), \quad (4.113)$$

где H_k – гидравлическое сопротивление котла;

$H_{z.m.}$ – напор со стороны греющего теплоносителя;

$H_{н.т.}$ – напор со стороны нагреваемого теплоносителя;

$H_{п.т.}$ – гидравлическое сопротивление подающего трубопровода;

$H_{o.т.}$ – гидравлическое сопротивление обратного трубопровода.

$$H_{c.n.} = 1,3 \cdot (2 + 3 + 4 + 0,5 + 0,5) = 13 \text{ м}$$

Сетевой насос IL 40/150-3/2 производства фирмы «Wilo» обеспечит необходимый расход и напор теплоносителя. Его технические характеристики приведены в сводной таблице насосов 4.8.

4.5.6 Выбор насоса циркуляции ГВС

Циркуляционный насос ГВС предназначен для создания напора и постоянной циркуляции воды в системах горячего водоснабжения. При выборе циркуляционных насосов для системы ГВС необходимо учитывать подачу насоса, которая определяется в зависимости от расхода воды в данной системе, а также по напору

необходимому для циркуляции горячей воды.

Необходимая подача насоса с учетом запаса определяется по формуле (4.114):

$$G_{ц.н.} = 1,4 \cdot G_{звс}, \quad (4.114)$$

где $G_{звс}$ – расход воды в системе горячего водоснабжения.

$$G_{ц.н.} = 1,4 \cdot 2 = 2,8 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Необходимый напор циркуляционного насоса для ГВС определяется по формуле (4.115):

$$H_{ц.н.} = 1,4 \cdot (H_k + H_{з.т.} + H_{н.т.} + H_{тр}) \quad (4.115)$$

$$H_{ц.н.} = 1,4 \cdot (2 + 3 + 4 + 0,3) = 12 \text{ м}$$

Расчетным характеристикам соответствует насос циркуляции ГВС МНІ 403 3 «Wilо» [38], технические характеристики которого приведены в сводной таблице насосов 4.8

Таблица 4.8 – Технические характеристики насосного оборудования котельной

Насос	Производительность, м ³ /ч	Напор, м	Мощность, кВт	Кол-во, шт.	Напряжение питания, В
1. Насос рециркуляции котла TOP-S-30/4 «Wilо»	4,5	3,0	0,16	2	380
2. Насос сетевой ІL 40/150-3/2 «Wilо»	22,0	24,0	3,00	2	380
3. Насос циркуляции ГВС МНІ 403 3 «Wilо»	4,0	25,0	0,55	2	380

5 ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ

Энергосбережение – это комплекс мероприятий, направленных на повышение энергоэффективности работы оборудования, объекта согласно существующим нормативно-техническим характеристикам.

Глава 5 выполнена в соответствии с Федеральным законом ФЗ №261 «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности», принятым 23 ноября 2009 года [1], Энергетической стратегией России до 2030 года [19], программой Челябинской области «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности» на 2014-2020 годы [20], а также на основании ГОСТ 31531-2012 «Энергосбережение»[4].

При выборе источника теплоснабжения необходимо учитывать, что согласно Федеральному закону ФЗ №261 «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности» [1] запрещается использование одноконтурной схемы присоединения котловой воды с потребителем. Для повышения энергетической эффективности необходимо использовать двухконтурные схемы присоединения. В первом контуре осуществляется циркуляция котловой воды, а во втором – сетевой. Контурные соединяются между собой современным пластинчатым теплообменным аппаратом.

Основными направлениями энергосбережения в системах теплоснабжения являются мероприятия по сбережению тепловой энергии:

- на участках производства тепловой энергии;
- на участках транспортировки тепловой энергии;
- на участках потребления тепловой энергии [22].

Главной функцией энергосбережения является снижение тепловых потерь на каждом из этих участков.

На участке производства тепловой энергии основным оборудованием является котельный агрегат. Его задачей является преобразование химической энергии подаваемого в котел топлива в тепловую энергию, а также передача этой энергии теплоносителю.

Основными потерями при производстве тепловой энергии являются потери с уходящими газами. Они зависят от объема уходящих газов и их температуры. Поэтому для снижения потерь тепловой энергии с уходящими газами необходимо стремиться к уменьшению этих параметров. Во избежание конденсации водяных паров из продуктов сгорания следует учитывать тот фактор, что температура уходящих газов не может быть ниже температуры точки росы, а их объем не может быть меньше теоретического.

Потери тепловой энергии от неполноты сгорания топлива связаны с появлением в уходящих газах горючих компонентов (СО, Н₂, СН₄). Для снижения данных потерь необходимо подавать воздух в достаточном объеме для полного сгорания топлива. Также, потери от неполного сгорания топлива зависят от размера топочной камеры. Ее размеры необходимо подбирать таким образом, чтобы хватало времени для завершения химических реакций, которые происходят в топочной камере [22].

Еще одним фактором, характеризующим полноту горения топлива, является температура в топочной камере. При низкой температуре (меньше 1000 °С) происходит снижение скорости горения топлива. При высокой температуре возможна диссоциация продуктов сгорания [29].

В полностью автоматизированной котельной устанавливаются счетчики расхода газа и сигнализатора на случай его утечки. Это способствует энергоэффективному использованию топливно-энергетических ресурсов.

Для поддержания небольшого перепада температур теплоносителя перед котельным агрегатом необходимо предусмотреть контур рециркуляции котловой воды. Он включает в себя сетевой насос, который перекачивает часть нагретой воды на выходе из котла к теплоносителю, поступающему на вход в котел. Это позволит снизить расход топлива за счет снижения мощности котла.

Для снижения потерь тепловой энергии при передаче ее потребителю следует правильно рассчитать и выбрать материал тепловой изоляции, учитывая способ прокладки трубопровода, его диаметр и длину трубопровода.

В селе Злоказово Кусинского муниципального района для снабжения группы зданий теплом запланировано строительство блочно-модульной водогрейной котельной. Преимуществом данного вида котельных является высокий уровень мобильности. Это позволит установить котельную вблизи отапливаемой группы зданий и уменьшить длины участков трубопроводов, что приведет к снижению тепловых потерь.

Для отслеживания потерь на участке транспортировки тепловой энергии от котельной к потребителю необходимо установить счетчик на выходе из котельной и на входе к потребителю.

Значительные потери тепловой энергии возможны непосредственно у потребителя. Это может быть связано с неправильно спроектированной системой отопления и неравномерным распределением тепловой энергии внутри отапливаемого помещения. Также потери тепловой энергии в зданиях и сооружениях могут осуществляться через ограждающие конструкции, оконные блоки, наружные двери, чердачное и бесчердачное перекрытие. Толщина конструкции должна быть такой, чтобы температура на внутренней поверхности ограждающей поверхности была выше, чем температура точки росы внутреннего воздуха. Согласно статье 11 пункту 6 Федерального закона ФЗ 261 «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности» [1], не допускается ввод в эксплуатацию зданий, сооружений, построенных реконструированных, прошедших капитальный ремонт и несоответствующих требованиям энергетической эффективности и требованиям оснащенности их приборами учета используемых энергетических ресурсов.

В настоящее время наиболее эффективным методом определения тепловых потерь в отапливаемых помещениях является использование тепловизора.

При выборе источника теплоснабжения для группы зданий села Злоказово Кусинского муниципального района необходимо учитывать все энергосберегающие мероприятия для повышения эффективности использования топливно-энергетического ресурса и вырабатываемой тепловой энергии.

5.1 Энергосбережение за счет использования преобразователя частоты сетевого насоса

Применение частотных преобразователей позволяет более рационально и эффективно управлять насосным оборудованием. С их помощью на насос подается необходимое количество энергии для поддержания необходимого напора теплоносителя. Экономия энергии с использованием данного мероприятия достигает 30%.

Расчет экономии электрической энергии за счет использования преобразователя частоты на сетевом насосе IL 40/150-3/2 «Wilo» выполнен в соответствии с методом, приведенном в книге А.А. Арутюнян «Основы энергосбережения» [22].

По формуле (5.1) определяется электрическая мощность насоса:

$$P_{нас} = 1,73 \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi, \quad (5.1)$$

где U – потребляемая мощность насоса;

I – номинальный ток сетевого насоса.

$$P_{нас} = 1,73 \cdot 380 \cdot 6 \cdot 0,85 = 3,35 \text{ кВт}$$

Коэффициент полезного действия сетевого насоса при рабочих условиях определяется по формуле (5.2):

$$\eta_0 = \frac{2,72 \cdot G \cdot H_{ном} \cdot \rho \cdot 10^{-6}}{P_{нас} \cdot \eta_{дв}}, \quad (5.2)$$

где G – номинальный расход для одного насоса, м³/ч;

$H_{ном}$ – номинальный напор, развиваемый насосом, м.;

ρ – плотность перекачиваемого теплоносителя при 95 °С;

$\eta_{дв}$ – КПД электродвигателя;

$P_{нас}$ – электрическая мощность насоса.

$$\eta_0 = \frac{2,72 \cdot 22 \cdot 24 \cdot 961,7 \cdot 10^{-6}}{3 \cdot 0,825} = 0,558$$

Суммарная мощность всех насосов определяется по формуле (5.3):

$$P = P_{нас} \cdot n_{нас}, \quad (5.3)$$

где $n_{нас}$ – количество установленных насосов.

$$P = 3,35 \cdot 2 = 7,7 \text{ кВт}$$

Относительное изменение мощности за счет применения преобразователя частоты определяется по формуле (5.4):

$$\frac{\Delta P}{P_0} = \frac{1,02 \cdot \frac{H_{нч}}{H_{ном}}}{\frac{\eta_{нч}}{\eta_0}} - 1, \quad (5.4)$$

где $H_{нч}$ – требуемый напор тепловой сети, м;
 $H_{ном}$ – фактически развиваемый напор насоса, м;
 $\frac{\eta_{нч}}{\eta_0}$ – относительное изменение КПД.

Относительное изменение КПД определяется по формуле (5.5):

$$\frac{\eta_{нч}}{\eta_{ном}} = 1 - \left(\frac{G}{G_{ном}} - 1 \right)^2, \quad (5.5)$$

где G – фактически требуемый расход теплоносителя;
 $G_{ном}$ – номинальный расход всех установленных сетевых насосов.

$$\frac{\eta_{нч}}{\eta_{ном}} = 1 - \left(\frac{32,2}{44} - 1 \right)^2 = 0,928$$

Из формулы (5.5) КПД насоса при использовании преобразователя частоты:

$$\eta_{нч} = 0,928 \cdot \eta_{ном}, \quad (5.6)$$

где $\eta_{ном}$ – номинальный коэффициент полезного действия насоса.

$$\eta_{нч} = 0,928 \cdot 0,825 = 0,77$$

Тогда по формуле (5.4) относительное изменение мощности за счет применения преобразователя частоты равно:

$$\frac{\Delta P}{P_0} = \frac{1,02 \cdot \frac{26}{48}}{\frac{0,77}{0,558}} - 1 = -0,6$$

Уменьшение потребляемой мощности определяется по формуле (5.7):

									лист
									59
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2017.089.12 ПЗ				

$$\Delta P = 0,6 \cdot P \quad (5.7)$$

$$\Delta P = 0,6 \cdot 7,7 = 4,62 \text{ кВт}$$

Годовая экономия электроэнергии на привод определяется по формуле (5.8):

$$\Delta \mathcal{E} = \Delta P \cdot \tau, \quad (5.8)$$

где τ – время работы циркуляционных насосов в году, ч.

$$\Delta \mathcal{E} = 4,62 \cdot 365 \cdot 24 = 40471,2 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год}$$

Таким образом, применение частотного преобразователя позволяет сэкономить 40471,2 кВт·ч электроэнергии в год, что в денежном эквиваленте составляет 110 тысяч рублей.

									лист
									60
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2017.089.12 ПЗ				

6 ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ

Существенное влияние на экологическое состояние атмосферы оказывают котельные в районах их расположения. В результате потребления котельным агрегатом определенного количества топлива и воздуха образуются продукты сгорания, загрязняющие атмосферный воздух. Наиболее опасными выбросами являются окислы азота. Источниками их образования являются азот воздуха, который подается для горения топлива и азот в самом топливе. По объему в воздухе содержится 78,1 % азота, который входит в рабочую массу органического топлива.

Согласно санитарно-гигиеническим нормам качества атмосферного воздуха [14] максимально разовая концентрация выбросов в атмосферу NO_2 составляет $0,085 \text{ мг/м}^3$.

Основным способом снижения концентрации загрязняющих веществ является рассеивание дымовых газов с помощью дымовой трубы. Правильный выбор высоты дымовой трубы способствует: качественному сжиганию топлива; обеспечению идеальной тяги; быстрому прогреву стенок; быстрому преодолению порога точки росы.

На дымовые газы, выходящие из дымовой трубы, оказывают влияние все возможные метеорологические условия. Это температура, скорость и направление ветра, расположенные вблизи предприятия и ряд других факторов. Горизонтальное перемещение примесей определяется скоростью ветра, а вертикальное – распределением температур.

В зависимости от атмосферных условий поведение факела дымового газа в атмосфере может быть разнообразным. Он может выглядеть как вертикальный столб над трубой, тянуться в горизонтальном направлении, быстро размываться как в горизонтальном так и в вертикальном направлении.

Расчет высоты дымовой трубы для водогрейной котельной села Злоказово Кусинского муниципального района с двумя водогрейными котлами ICI REX 40 мощностью 0,4 МВт произведен по методическому пособию под редакцией А.И. Грибанова «Вопросы экологии в промышленной теплоэнергетике» [28].

Расчет концентрации вредных веществ в атмосфере выполнен согласно методике ОНД-86 «Методика расчета концентрации в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий» [17].

Расчет ведется для наиболее неблагоприятных условий рассеивания дымовых газов при средней температуре наружного воздуха наиболее жаркого месяца. Согласно строительной климатологии для села Злоказово Кусинского муниципального района [12] эта температура будет равна $25 \text{ }^\circ\text{C}$.

В качестве топлива на котельной используется природный газ. Природный газ является самым чистым из всех ископаемых видов топлива. В основе природного газа находится метан, поэтому его продуктом сгорания является диоксид углерода и водяной пар.

Расчет природного газа взят из раздела «Тепловой расчет котельного агрегата» главы 4 выпускной квалификационной работы. Значения расчета природного газа сведены в таблицу 6.1.

										лист
										61
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2017.089.12 ПЗ					

Таблица 6.1 – Расчет топлива

Наименование	Обозначение	Размерность	Значение
Теоретическое количество воздуха при сжигании 1 м ³ сухого газообразного топлива	V^o	м ³ /м ³	9,58
Объем трехатомных газов	V_{RO_2}	м ³ /м ³	1,017
Теоретический объем водяных паров	$V_{H_2O}^o$	м ³ /м ³	2,145
Действительный объем водяных паров (при $\alpha > 1$)	$V_{H_2O}^o$	м ³ /м ³	2,168
Теоретический объем азота	$V_{N_2}^o$	м ³ /м ³	7,594
Действительный объем дымовых газов	V_2	м ³ /м ³	11,74

Действительный объем дымовых газов по условию выхода из дымовой трубы из соотношения (6.1):

$$\frac{P_n \cdot V_n}{T_n} = \frac{P_p \cdot V_p}{T_p} \quad (6.1)$$

Из соотношения (6.1) выразим действительный объем дымовых газов и представим в формуле (6.2):

$$V_p = \frac{P_n \cdot V_n \cdot T_p}{T_n \cdot P_p}, \quad (6.2)$$

где $P_n = 760$ мм. рт.ст. – атмосферное давление при нормальных условиях;
 $T_n = 273,15$ К – температура дымовых газов на выходе из дымовой трубы;
 $P_p = 735$ мм. рт.ст. – атмосферное давление при рабочих условиях;
 $T_p = 447,15$ К – температура дымовых газов на выходе из дымовой трубы.

$$V_p = \frac{760 \cdot 11,74 \cdot 447,15}{273,15 \cdot 735} = 19,87 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Объемный расход дымовых газов в единицу времени с учетом работы двух котлов определяется по формуле (6.3):

$$V = \frac{V_p \cdot B \cdot 2}{3600} \quad (6.3)$$

$$V = \frac{19,87 \cdot 49 \cdot 2}{3600} = 0,541 \text{ м}^3/\text{с}$$

В топочной камере образуется в основном окись азота NO . Образование двуокиси азота NO_2 происходит при низких температурах уже в атмосфере, путём доокисления NO кислородом, находящимся в атмосферном воздухе. Выброс окислов азота рассчитывается для котла малой мощности по следующей формуле (6.4):

$$M_{NO_2} = 0,001 \cdot B \cdot 2 \cdot K_{NO_2} \cdot Q_H^P \cdot (1 - \beta) \quad (6.4)$$

где β – коэффициент, зависящий от степени снижения выбросов окислов азота в результате применяемых технических решений. При отсутствии технических решений $\beta=0$;

K_{NO_2} – параметр, характеризующий количество окислов азота, образующихся на ГДж теплоты определяется по формуле (6.5):

$$K_{NO_2} = 0,02003 \cdot \ln Q_K + 0,04060048 \quad (6.5)$$

где Q_K – производительность котла в кВт.

$$K_{NO_2} = 0,02003 \cdot \ln(400 \cdot 10^3) + 0,04060048 = 0,3 \text{ кг/ГДж}$$

Тогда по формуле (6.4) выбросы окислов азота составляют:

$$M_{NO_2} = 0,014 \cdot 2 \cdot 0,3 \cdot 36,17 \cdot (1 - 0) = 0,304 \text{ г/с}$$

Необходимо задаться оптимальной скоростью газа на выходе из дымовой трубы. Примем $\omega = 6 \text{ м/с}$.

Диаметр дымовой трубы определяется по формуле (6.6):

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot \omega}} \quad (6.6)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,541}{3,14 \cdot 6}} = 0,339 \text{ м}$$

Примем стандартный диаметр металлических дымовых труб 400 мм.

$$D = 400 \text{ мм}$$

Из формулы (6.6) необходимо выразить и уточнить скорость выхода газов из дымовой трубы, по формуле (6.7):

$$\omega = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot D^2} \quad (6.7)$$

$$\omega = \frac{4 \cdot 0,541}{3,14 \cdot 0,4^2} = 4,31 \text{ м/с}$$

Для определения высоты дымовой трубы используется графический метод. Для этого в системе координат по оси ОХ откладывается заданная высота (h_3), по оси ОУ откладывается расчетная высота (h_p).

1) Расчет первого приближения.

Зададимся высотой дымовой трубы:

$$h'_3 = 20 \text{ м}$$

Определим безразмерный коэффициент f по формуле (6.8):

$$f = \frac{10^3 \cdot \omega^2 \cdot D}{(h'_3)^2 \cdot \Delta T} \quad (6.8)$$

где ΔT – разность температур дымового газа и атмосферного воздуха, определяется по формуле (6.9):

$$\Delta T = T_2 - T_6 \quad (6.9)$$

$$\Delta T = 174 - 25 = 149^\circ\text{C}$$

Тогда по формуле (6.8) коэффициент f будет равен:

$$f = \frac{10^3 \cdot 4,31^2 \cdot 0,4}{20^2 \cdot 149} = 0,125$$

Опасная скорость ветра U_m определяется в зависимости от коэффициента \mathcal{G}_m , который определяется по формуле (6.10):

$$\mathcal{G}_m = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{V \cdot \Delta T}{h'_3}} \quad (6.10)$$

$$g_m = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,541 \cdot 149}{20}} = 1,034 \text{ м/с}$$

Так как $0,5 \leq g_m \leq 2$, то опасная скорость ветра U_m будет численно равна g_m , то есть:

$$U_m = g_m = 1,034 \text{ м/с}$$

Расчетная высота дымовой трубы определяется по формуле (6.11):

$$h'_p = \sqrt{\frac{A \cdot F \cdot m \cdot M \cdot n}{ПДК} \cdot \sqrt[3]{\frac{Z}{V \cdot \Delta T}}}, \quad (6.11)$$

где A – коэффициент зависящий от температурной стратификации атмосферы для неблагоприятных метеоусловий. Определяет условия вертикального и горизонтального рассеивания вредных веществ в атмосферном воздухе. Для Урала коэффициент $A = 160 \text{ с}^{2/3} \cdot \text{мг/К}^{1/3} \cdot \text{Г}$;

$ПДК$ – предельно-допустимая концентрация максимально разовая. Для NO_2 $ПДК = 0,085 \text{ мг/м}^3$;

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

Z – число дымовых труб;

m и n – безразмерные коэффициенты, учитывающие условия выхода газовой смеси из устья источника выброса.

Коэффициент m определяется по формуле (6.12):

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{f} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{f}} \quad (6.12)$$

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{0,125} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{0,125}} = 1,142$$

Безразмерный коэффициент n определяется в зависимости от g_m . Так как $0,3 \leq g_m \leq 2$, то коэффициент n определяется по формуле (6.13):

$$n = 3 - \sqrt{(g_m - 0,3) \cdot (4,3 - g_m)} \quad (6.13)$$

$$n = 3 - \sqrt{(1,034 - 0,3) \cdot (4,3 - 1,034)} = 1,451$$

По формуле (6.11) найдем расчетное значение высоты дымовой трубы:

											лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2017.089.12 ПЗ						65

$$h_p' = \sqrt{\frac{160 \cdot 1 \cdot 1,142 \cdot 0,304 \cdot 1,451}{0,085}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{0,541 \cdot 149}} = 14,8 \text{ м}$$

2) Расчет второго приближения.

Зададимся значением высоты дымовой трубы $h_3'' = 13$ м и произведем аналогичный расчет.

Определим безразмерный коэффициент f по формуле (6.8):

$$f = \frac{10^3 \cdot 4,31^2 \cdot 0,4}{13^2 \cdot 149} = 0,295$$

Коэффициента \mathcal{G}_m определяется по формуле (6.10):

$$\mathcal{G}_m = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,541 \cdot 149}{13}} = 1,194 \text{ м/с}$$

Так как $0,5 \leq \mathcal{G}_m \leq 2$, то опасная скорость ветра U_m будет численно равна \mathcal{G}_m , то есть:

$$U_m = \mathcal{G}_m = 1,194 \text{ м/с}$$

Коэффициент m определяется по формуле (6.12):

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{0,295} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{0,295}} = 1,052$$

Безразмерный коэффициент n определяется в зависимости от \mathcal{G}_m . Так как $0,3 \leq \mathcal{G}_m \leq 2$, то коэффициент n определяется по формуле (6.13):

$$n = 3 - \sqrt{(1,194 - 0,3) \cdot (4,3 - 1,194)} = 1,334$$

По формуле (6.11) найдем расчетное значение высоты дымовой трубы:

$$h_p' = \sqrt{\frac{160 \cdot 1 \cdot 1,052 \cdot 0,304 \cdot 1,334}{0,085}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{0,541 \cdot 149}} = 13,6 \text{ м}$$

3) Расчет третьего приближения.

Зададимся значением высоты дымовой трубы $h_3''' = 10$ м и произведем расчет.

Определим безразмерный коэффициент f по формуле (6.8):

$$f = \frac{10^3 \cdot 4,31^2 \cdot 0,4}{10^2 \cdot 149} = 0,499$$

Коэффициента \mathcal{G}_m определяется по формуле (6.10):

$$\mathcal{G}_m = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,541 \cdot 149}{10}} = 1,303 \text{ м/с}$$

Так как $0,5 \leq \mathcal{G}_m \leq 2$, то опасная скорость ветра U_m будет численно равна \mathcal{G}_m , то есть:

$$U_m = \mathcal{G}_m = 1,303 \text{ м/с}$$

Коэффициент m определяется по формуле (6.12):

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{0,499} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{0,499}} = 0,99$$

Безразмерный коэффициент n определяется в зависимости от \mathcal{G}_m . Так как $0,3 \leq \mathcal{G}_m \leq 2$, то коэффициент n определяется по формуле (6.13):

$$n = 3 - \sqrt{(1,303 - 0,3) \cdot (4,3 - 1,303)} = 1,266$$

По формуле (6.11) найдем расчетное значение высоты дымовой трубы:

$$h_p' = \sqrt{\frac{160 \cdot 1 \cdot 0,99 \cdot 0,304 \cdot 1,266}{0,085}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{0,541 \cdot 149}} = 12,9 \text{ м}$$

После определения расчетных значений высоты дымовой трубы необходимо построить график зависимости заданных и расчетных значений высоты дымовой трубы. На оси ОХ необходимо отложить заданную высоту дымовой трубы, а на оси ОУ соответствующее расчетное значение высоты дымовой трубы. Действительному значению высоты дымовой трубы, при которой концентрация загрязняющего вещества не будет превышать максимально разовой концентрации, будет соответствовать пересечение графика с биссектрисой прямого угла.

График зависимости заданных и расчетных значений высот дымовой трубы представлен на рисунке 6.1.

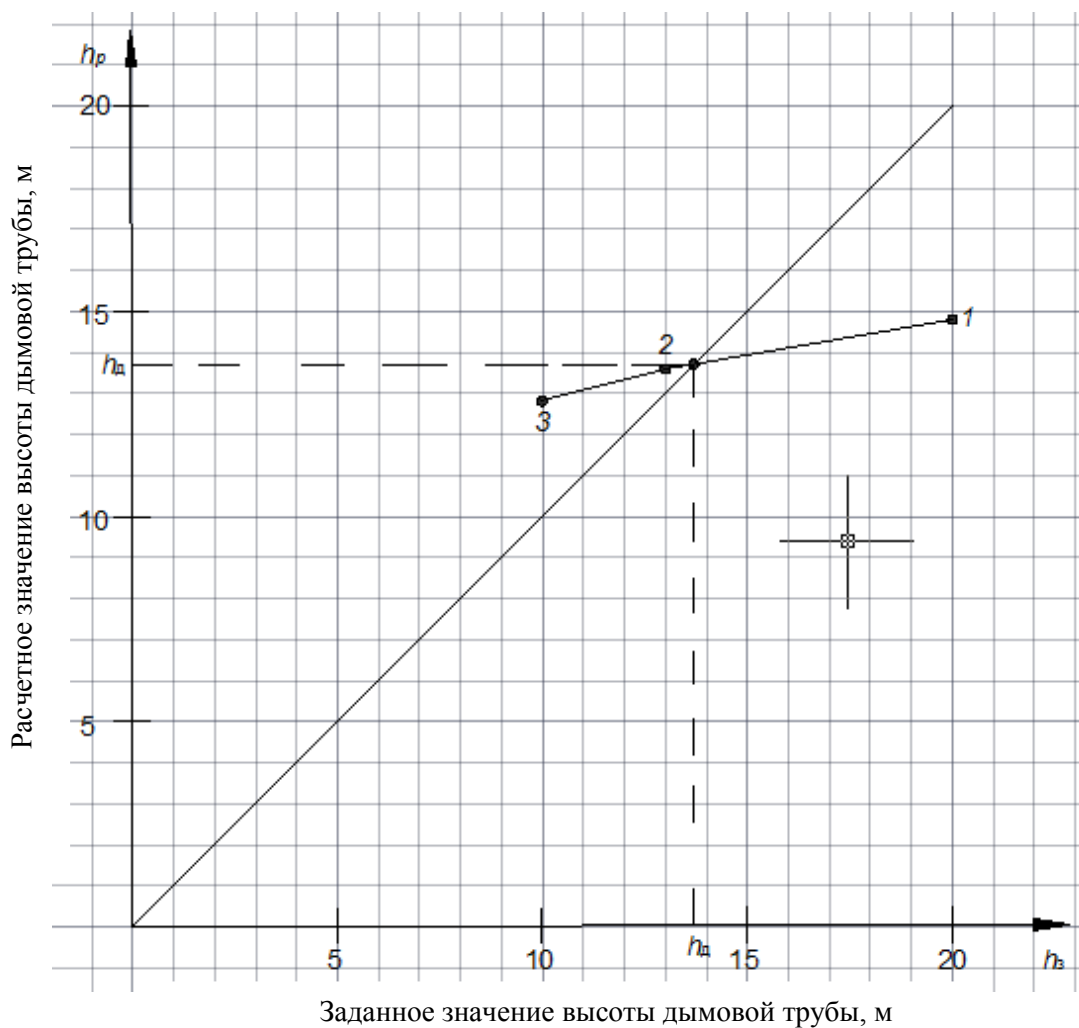


Рисунок 6.1 – График зависимости заданных и расчетных значений высоты дымовой трубы

По построенному графику найдем действительную высоту дымовой трубы:

$$h = 13,9 \text{ м}$$

Концентрация загрязняющих веществ на выходе из дымовой трубы определяется по формуле (6.14):

$$C_{NO_2} = \frac{A \cdot F \cdot M \cdot n \cdot m}{h^2 \cdot \sqrt[3]{V \cdot \Delta T}} \quad (6.14)$$

Определим безразмерный коэффициент f по формуле (6.8):

$$f = \frac{10^3 \cdot 4,31^2 \cdot 0,4}{13,9^2 \cdot 149} = 0,258$$

Коэффициента \mathcal{G}_m определяется по формуле (6.10):

$$\mathcal{G}_m = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,541 \cdot 149}{13,9}} = 1,168$$

Коэффициент m определяется по формуле (6.12):

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{0,258} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{0,258}} = 1,067$$

Безразмерный коэффициент n определяется в зависимости от \mathcal{G}_m . Так как $0,3 \leq \mathcal{G}_m \leq 2$, то коэффициент n определяется по формуле (6.13):

$$n = 3 - \sqrt{(1,168 - 0,3) \cdot (4,3 - 1,168)} = 1,351$$

Тогда концентрация загрязняющих веществ на выходе из дымовой трубы при $h = 14,8$ метра по формуле (6.14) будет равна:

$$C_{NO_2} = \frac{160 \cdot 1 \cdot 0,304 \cdot 1,067 \cdot 1,351}{13,9^2 \cdot \sqrt[3]{0,541 \cdot 149}} = 0,084 \text{ мг/м}^3$$

При высоте дымовой трубы $h = 13,9$ метра концентрация загрязняющих веществ не превышает максимально разовой концентрации NO_2 равной $0,085 \text{ мг/м}^3$.

Данный метод расчета дымовой трубы проводится без учета фоновой концентрации. Поэтому для учета запаса необходимо установка дымовой трубы большей высоты.

Стандартная металлическая дымовая труба имеет высоту $h = 20$ метров [5].

Найдем концентрацию оксидов азота при стандартной высоте дымовой трубы $h = 20$ метров.

Коэффициенты m и n аналогичны значениям, полученным в первом приближении. Поэтому концентрация загрязняющих веществ на выходе из дымовой трубы при по формуле (6.14) будет равна:

$$C_{NO_2} = \frac{160 \cdot 1 \cdot 0,304 \cdot 1,142 \cdot 1,451}{20^2 \cdot \sqrt[3]{0,541 \cdot 149}} = 0,047 \text{ мг/м}^3$$

Концентрация загрязняющих веществ (NO_2) при высоте дымовой трубы $h = 20$ не превышает максимально разовой концентрации NO_2 равной $0,085 \text{ мг/м}^3$.

Таким образом, для благоприятной экологической обстановки в котельной села Злоказово Кусинского муниципального района необходима установка дымовой трубы высотой 20 метров.

7 КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ И АВТОМАТИЗАЦИЯ

Система автоматизации котельной предназначена для управления технологическими процессами и оборудованием котельной, а также для обеспечения надежной, экономичной и безаварийной эксплуатации объекта управления.

Определяющая роль в решении задач обеспечения эффективности производства, надежности и безопасности эксплуатации технологического оборудования принадлежит автоматизированным системам управления технологическими процессами (АСУ ТП).

Вопросы разработки АСУ ТП, выбора средств измерений и автоматики тесно связаны со спецификой технологических процессов и должны быть решены на стадии проектирования соответствующих технологических установок.

Приборы и средства автоматизации следует подбирать по справочной литературе исходя из следующих соображений:

- для контроля и регулирования одинаковых параметров технологического процесса необходимо применять однотипные средства автоматизации, выпускаемые серийно;

- при большом числе одинаковых параметров рекомендуется применять многоточечные приборы;

- при автоматизации сложных технологических процессов необходимо использовать вычислительные и управляющие машины;

- класс точности приборов должен соответствовать технологическим требованиям;

- для автоматизации технологических аппаратов с агрессивными средами необходимо предусматривать установку специальных приборов, а в случае применения приборов в нормальном исполнении нужно защищать их.

Выбор приборов и средств автоматизации котельной выполнен в соответствии с ГОСТ 21.208-2013 «Автоматизация технологических процессов. Обозначение условных приборов и средств в автоматизации в схемах» [7].

7.1 Комплексная автоматизация котельной

В котельной села Злоказово, согласно выбранному оборудованию, установлены два водогрейных котла REX 40. Котлы REX 40 оборудованы газовыми горелками NG550 M.PR.S.RU.A.0.32 производства фирмы «СІВ Unigas». Горелки полностью автоматические, с плавным двухступенчатым регулированием. При ее отключении или неисправности автоматика безопасности блокирует возможность подачи газа на газоиспользующую установку в ручном режиме и обеспечивает нормальный процесс эксплуатации оборудования в автоматическом режиме, исключая возможность вмешательства в технологический процесс обслуживающего персонала. Горелки на котлах оснащены комплексным блоком контроля и управления, обеспечивающим прекращение подачи топлива в случаях:

									лист
									70
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2017.089.12 ПЗ				

- понижения или повышения давления топлива на входе в горелку;
- пропадания пламени;
- понижения давления воздуха;
- изменения давления теплоносителя в котле.

Для управления работы горелок необходимо установить Термопад-12к3.

Он передает сигнал на плату горелки, тем самым регулируя тепловую нагрузку режимами «Большое горение » и «Малое горение».

Для безопасной эксплуатации работы котельной необходимо предусмотреть автоматику безопасности и сигнализацию, которая должна отвечать:

- за защиту насосов от «сухого хода»;
- за автоматический переход на резервный насос при отсутствии рабочего давления на напоре насосов;
- за сигнализацию и отключение топлива на вводе при загазованности помещения котельной угарным газом, пожаре в помещении котельной.
- за сигнализацию об аварийных ситуациях на горелках котлов;
- за сигнализацию об отказах насосов.

Для автоматизации в котельной необходимо установить контрольно-измерительные приборы фирмы «Росма» и «Манотомь»:

- показывающие манометры типа «МП3-У», «МП4-У» для измерения давления воды;
- термометры биметаллические, типа «БТ-52.211» для измерения температуры воды и дымовых газов;
- вакуумметры показывающие, типа «ТНП-100МП» для измерения разрежения дымовых газов;
- показывающие манометры сигнализирующие, типа «ДМ2010Сг» для измерения и сигнализации пороговых значений давления воды.

Для проверки работоспособности и для возможности замены без остановки оборудования, перед манометрами и необходимо установить трехходовые краны, а термометры помещены в металлические гильзы.

Для управления подпиточными и топливными насосами должно быть использовано программируемое реле «LOGO! 230RC» с учетом информации, поступающей с датчиков.

Для измерения концентрации опасных газов в помещении котельной, необходимо установить четырехканальный прибор фирмы «Seitron t.r.l.», который представляет собой блок управления и сигнализации, устанавливаемый в щите котельной. К нему подключаются сенсоры загазованности на метан и на угарный газ.

На вводе газопровода в котельную необходимо установить электромагнитный клапан, который должен обеспечивать автоматическое прекращение подачи газа в котельную при сигналах:

- загазованность котельной метаном свыше 20% НКПР;
- загазованность котельной окисью углерода свыше 100 мг/м³;
- пожар в котельной;
- аварийное давление газа перед котлами;

						<i>13.03.01.2017.089.12 ПЗ</i>	<i>лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>			71

– отсутствие напряжение питания.

Сигнализация об аварийной ситуации в котельной может быть выведена на диспетчерский пункт. При поступлении данного сигнала, ответственное лицо принимает решение о прекращении или продолжении работы котельной.

Для контроля целостности трубопроводов воды в необходимо установить сигнализирующие манометры, которые при падении давления в трубопроводе отправляют сигнал на светозвуковую сигнализацию.

Для защиты оборудования от повышения давления, устанавливаются предохранительные клапана. При достижении предела настройки предохранительных клапанов, производится сброс излишков воды за пределы котельной.

Для защиты котлов и трубопроводов воды от повышения давления, на трубопроводах за котлами установлены реле давления. При достижении установки настройки реле включается светозвуковая сигнализация и отключается горелка котла. Аналогично работает и защита от повышения температуры воды за котлом.

Для контроля над утечками угарного и природного газа в помещении котельной установлены сигнализаторы загазованности. При повышении концентрации угарного газа выше 20 мг/м^3 и природного газа выше 10% НКПР включается светозвуковая сигнализация.

Для контроля возгорания в помещении котельной установлены комбинированные пожарные извещатели. При повышении температуры в месте установки извещателя выше $70 \text{ }^\circ\text{C}$ или появлении дыма включается светозвуковая сигнализация и закрывается отсечной клапан на вводе топливопровода в котельную.

Для контроля проникновения в помещение котельной посторонних лиц при работе без постоянного обслуживающего персонала, в помещении котельной установлены комбинированные охранные извещатели. При срабатывании извещателя включается светозвуковая сигнализация на щите котельной и на входе в котельную.

7.2 Автоматизация котельного агрегата ICI REX40

Автоматизация, принципы регулирования и контроль технологических параметров котельного агрегата ICI REX40 выполнены в соответствии с методами, изложенными в книге И.С. Берсенева «Автоматика отопительных котлов и агрегатов» [25].

Рассмотрим процесс получения горячей воды с заданным расходом теплоносителя с помощью котельного агрегата ICI REX40. Вода с помощью сетевого насоса по магистрали T_2 через автоматическую задвижку 13 поступает в водогрейный котел. Проходя в межтрубном пространстве, она нагревается до заданной температуры и через автоматическую задвижку 14 поступает в подающую магистраль T_1 . Задвижки приводятся в действия с помощью пускорегулирующей арматуры управления NS, расположенной по месту. Температура теплоносителя в подающем и обратном трубопроводе измеряется с помощью датчиков 11 и 12, которые передают сигнал на терморегулятор 16, расположенном на щитке управления. Терморегулятор в случае отклонения параметров теплоносителя передает сигнал

									лист
									72
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					

13.03.01.2017.089.12 ПЗ

на исполнительный механизм регулирующего органа 17, который в свою очередь изменяет расход топлива в топочной камере 5 и регулирует интенсивность горения. Это приводит к изменению давления продуктов сгорания на выходе из топочной камеры 9.

Воздух поступает через дутьевой вентилятор 19. Регулятор 18 измеряет изменение расхода воздуха с помощью датчика 2 и воздействует на направляющий аппарат дутьевого вентилятора 19 через регулирующий орган V_2 . Это приводит к изменению расхода воздуха, идущего на горение. Данное регулирование позволяет обеспечить при горении оптимальное соотношение «топливо-воздух».

Сигнал от датчика разрежения 8, который установлен на выходе из топочной камеры 9, поступает на регулятор разрежения 15, который расположен на щите. Регулятор разрежения отправляет сигнал на регулирующий орган V_3 дымососа 10. Главной задачей регулятора 15 является поддержание постоянного разрежения на выходе из топочной камеры за счет воздействия на исполнительный механизм направляющего аппарата дымососа 10.

Горелка котла 5 разжигается и запускается в эксплуатацию с помощью системы ручного газового крана 4 и запальника 6.

										лист
										73
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2017.089.12 ПЗ					

8 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

Безопасность жизнедеятельности представляет собой систему знаний, обеспечивающую сохранение здоровья человека и поддержание его работоспособности в различной сфере деятельности, а также развитие комплекса мероприятий по ликвидации опасностей, либо до снижения их до предельных значений.

Целью безопасности жизнедеятельности является достижение безаварийной ситуации, предупреждение травматизма, сохранение здоровья, сохранение работоспособности, сохранение качества полезного труда.

Согласно разделу 7 выпускной квалификационной работы «Контрольно-измерительные приборы и автоматика» планируется, что водогрейная котельная села Злоказово Кусинского муниципального района работает в автоматическом режиме. Поэтому нет необходимости в постоянном присутствии технического персонала. В случае возникновения каких-либо неисправностей в котельной сигнал передается в диспетчерский пункт, где уже происходит принятие решения по ликвидации неполадок.

Оператор котельной при отсутствии изменений параметров работы оборудования либо возникновения аварийных ситуаций, производит осмотр котельных агрегатов и вспомогательного оборудования не реже, чем один раз в смену. Поэтому при обслуживании отопительной котельной, согласно Р 2.2.2006-05 «Руководство по гигиенической оценке факторов рабочей среды и трудового процесса. Критерии и классификация условий труда» [11], а также согласно ГОСТ 12.0.003-15 «Опасные и вредные производственные факторы. Классификация» [8], на оператора воздействуют опасный производственный и вредный производственный факторы.

Опасный производственный фактор представляет собой фактор среды и трудового процесса. Он может быть причиной тяжелого заболевания или ухудшения состояния здоровья, что может привести к летальному исходу.

При воздействии на организм человека вредного производственного фактора может возникнуть профессиональное заболевание, а также снижение работоспособности.

Вредными производственными факторами на технический персонал в помещении, где расположены котельные агрегаты и вспомогательное оборудование, являются: физические, химические, психофизические факторы.

8.1 Физические факторы

Физическими факторами, воздействующими на обслуживающий персонал, являются: тепловое излучение, повышенная температура воздуха рабочей зоны, пониженная влажность воздуха, повышенный уровень шума, общая вибрация, недостаточное освещение.

Тепловое излучение в водогрейной котельной возникает из-за повышенной температуры поверхностей оборудования: котельных агрегатов, подающего и обратного трубопровода горячей воды. Для избегания ожогов обслуживающего пер-

									лист
									74
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2017.089.12 ПЗ				

сонала все горячие поверхности должны иметь тепловую изоляцию с таким расчетом, чтобы температура на ее поверхности не превышала 45 °С.

При работе теплоэнергетического оборудования возможно повышение уровня шума, который отрицательно воздействует на организм человека. Интенсивное повышение уровня шума является общебиологическим раздражителем. Это может привести к нарушению центральной нервной системы, а также к снижению слуха. От него наступает быстрая утомляемость, снижается работоспособность физического труда на 10%, а умственного – на 40%.

Методами борьбы с воздействиями на организм человека повышенного уровня шума являются: устранение причин повышенного уровня шума, установка эффективной звуковой изоляции, ослабления уровня шума звукопоглощением, рациональное размещение оборудования по степени шумности.

Также на оператора котельной отрицательное воздействие оказывает общая вибрация, которая возникает при работе насосного оборудования и дымососа. Общая вибрация, в отличие от локальной, воздействует на весь организм в целом. Воздействие происходит постепенно и в продолжение длительного времени не определяется рабочим.

Вибрация, помимо воздействия на организм человека, оказывает отрицательное влияние на оборудование котельной, снижая их КПД.

Эффективными методами снижения вибрации на организм человека являются виброизоляция и вибропоглощение. В качестве вибропоглощения используется применение покрытий вибрирующих поверхностей.

Отрицательное воздействие на технический персонал может оказывать недостаточное освещение помещения котельной. Освещение в котельной может быть естественным, которое поступает через окна, искусственным и совмещенным при использовании одновременно естественного и искусственного освещения. Естественное и искусственное освещение в помещениях регламентируется нормами в зависимости от характера зрительной работы. В помещении котельной необходимо предусмотреть рабочее, ремонтное и аварийное освещение.

В качестве рабочего освещения используются светильники с лампами накаливания и люминесцентные лампы.

Ремонтное освещение предназначено для проведения ремонтных работ. В качестве источника света чаще всего используется переносной светильник подключающийся к пониженному трансформатору 220/12 В.

Аварийное освещение предназначено для использования, на случай аварийной ситуации рабочего освещения и представляет собой переносной аккумуляторный фонарь.

8.2 Химические факторы

Химические опасные и вредные производственные факторы по характеру действия на организм человека подразделяются на: общетоксические, раздражающие, sensibilizing – вызывающие аллергические заболевания, канцерогенные – вызывающие развитие опухолей, мутагенные.

									лист
									75
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2017.089.12 ПЗ				

При сжигании природного газа в топке котельного агрегата образуются уходящие дымовые газы, продукты сгорания которого содержат оксиды азота и оксид углерода. Они оказывают отрицательное воздействие на организм человека при попадании их в помещение котельной.

8.3 Требования пожарной безопасности

Требования пожарной безопасности в водогрейной котельной должны соответствовать методам нормативно-справочной литературы СП 112.13330.2011 «Пожарная безопасность зданий и сооружений» [15] и ППБ 01-03 «Правила пожарной безопасности в Российской Федерации» [2].

В соответствии с НПБ 105-03 «Определение категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности» [3] отопительная котельная относится к категории Г – умеренная пожароопасность, так как основным топливом в котельной является природный газ.

Для безопасной эксплуатации автоматизированной котельной необходимо использование устройство охранно-пожарной сигнализации на базе приемно-контрольного прибора «Гранит-2». Сигнал о срабатывании охранно-пожарной сигнализации выдается в диспетчерский пункт.

Управление прибором осуществляется с помощью электронных ключей «Touch memory». Для бесперебойного питания необходим аккумулятор напряжением 12 В, устанавливаемый в корпусе прибора, что позволяет при пропадании сетевого напряжения обеспечивать работу системы пожарной сигнализации и оповещения о пожаре – не менее 24 часов в дежурном режиме и 3-х часов в режиме «Тревога». Подзарядка аккумулятора производится при наличии внешнего питания. При исчезновении внешнего питания производится автоматическое переключение на резервное питание от аккумулятора.

Установка может отправлять сигналы 9 видов: «Норма», «Тревога», «Внимание», «Пожар», «Неисправность», «Сеть», «Резерв», «Вскрытие».

В качестве извещателей пожарной сигнализации применены дымовые извещатели «ДИПИС», имеющие светодиод режима работы. Благодаря микропроцессорной обработке сигнала существенно повышается вероятность обнаружения пожара и одновременно снижается вероятность ложных срабатываний.

Полностью автоматизированная котельная должна быть защищена устройством контроля от проникновения в помещения котельной. Система представляет собой инфракрасные охранные извещатели типа SRP PET 2 «CROW».

Для ликвидации возгорания в помещении котельной необходимо сооружение щита с порошковыми огнетушителями, ящиком с песком, асбестовым полотном, противопожарным рукавом, пожарными ведрами, лопатой, ломом и топором.

Для безопасной эксплуатации водогрейной котельной перед ее пуском в работу необходимо произвести тщательный осмотр оборудования. В случае изменения параметров во время работы котельных установок, необходимо действовать согласно «Правила технической эксплуатации тепловых энергоустановок» от 1 октября 2003 года [18].

8.4 Электробезопасность котельной

Электробезопасность – система организационных мероприятий и технических средств, предотвращающих вредное и опасное воздействие на работающих от электрического тока, электрической дуги, электромагнитного поля и статического электричества.

В котельной применяют различные электрические установки, которые эксплуатируются в помещении с большой влажностью и повышенной температурой воздуха.

Причинами травм, полученных от удара электрическим током, могут являться:

- прикосновение к элементам находящимся под напряжением;
- возникновения напряжения на металлических частях оборудования из-за нарушения конструкции изоляционного материала;
- ошибочные действия персонала;
- шаговые напряжения.

Для защиты обслуживающего персонала от поражения электрическим током в целях безопасности предусматривается защитное заземление.

В качестве заземляющего устройства необходимо использовать естественные заземлители. Щиты присоединяются к заземляющему устройству полосовой сталью 25×4 мм. При недостаточности естественных заземлителей выполняются искусственные заземляющие устройства.

Электроды заземления рекомендуется выполнять из круглой стали диаметром 12 мм и длиной 5 метров или угловой стали сечением 50·50·5 мм длиной 2,5 мм.

Заземление всех металлических нормально нетокопроводящих частей электрооборудования выполняют в соответствии с ГОСТ Р505713-94 [9], а также с ГОСТ Р5057110 [10].

С целью уравнивания потенциала строительные металлические конструкции, трубопроводы всех назначений, металлические корпуса технологического оборудования должны быть присоединены к магистрали заземления. Сопротивление заземляющих устройств, полученное замерами, не должно превышать 4 Ом в любое время года.

9 ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ

Целью раздела «Экономика и управление» выпускной квалификационной работы является выявление экономически эффективного технологического решения в разрабатываемом проекте и управление его реализацией. Пуск в эксплуатацию водогрейной котельной мощностью 0,8 МВт в селе Злоказово Кусинского муниципального района Челябинской области по адресу Вокзальная 10 необходимо осуществить к 17 сентября 2018 года. Снабжением тепловой энергией в Кусинском муниципальном районе осуществляется предприятием ООО «Тепловые сети».

Строительство новой котельной позволит обеспечивать тепловой энергией школу-сад на 255 мест.

Для принятия экономически обоснованного решения по реализации инвестиционного проекта необходимо провести подробный анализ двух вариантов технических решений с помощью экономического и управленческого инструментария:

- котельная, использующая в качестве топлива природный газ;
- котельная, использующая в качестве топлива каменный уголь.

9.1 Смета капитальных затрат

Затраты на проектные, строительные, монтажные и пуско-наладочные работы приняты в соответствии с аналогичным проектом постройки водогрейной котельной мощностью 0,8 МВт Бийского котельного завода «БКЗ» [46].

Марки и тип оборудования котельной, работающей на природном газе принимаются из главы 4 выпускной квалификационной работы раздела «Выбор оборудования котельной». Стоимость оборудования взята из каталогов фирм производителей.

Смета капитальных затрат на строительство котельной, работающей на природном газе приведена в таблице 9.1.

Таблица 9.1 – Смета капитальных затрат на строительство котельной работающей на природном газе

Наименование затрат	Цена, тыс. руб.	Количество, шт.	Сумма, тыс.руб.
1	2	3	4
1. Проектные работы	253,00	-	253,00
2. Строительные работы	339,00	-	339,00
3. Монтажные работы	158,60	-	158,60
4. Пуско-наладочные работы	138,00	-	138,00
5. Затраты на оборудование:			
Водогрейный газовый котел ICI Rex 40 [34]	229,90	2	459,80
Газовая горелка «СІВ UNIGAS»NG 550 [37]	165,76	2	331,52

Продолжение таблицы 9.1

1	2	3	4
Пластинчатый теплообменник «Ридан» [36]	50,00	2	100,00
Насос рециркуляции котла TOP-S-30/4 «Wilо»[38]	13,02	2	26,04
Насос сетевой ПЛ 40/150-3/2 «Wilо» [38]	42,50	2	85,00
Насос циркуляции ГВС МНН 403 3 «Wilо» [38]	21,46	2	42,92
Установка умягчения воды непрерывного действия TS 91-09 М [40]	76,30	2	152,60
Расходомер-счетчик системы отопления ВЭПС- ПБ-3 Ду80	23,50	2	47,00
Счетчик ГВС ВСТ-32	6,69	1	6,69
Счетчик холодной воды ВСХд-20	1,82	1	1,82
Клапан регулирующий ESBE 3F 65 Ду65	14,80	1	14,80
Затвор дисковый Ду 80 FAF [41]	2,10	3	6,30
Затвор дисковый Ду 65 FAF [41]	1,79	4	7,16
Клапан обратный Ду 40 FAF [41]	1,73	2	3,46
Клапан обратный Ду 25 IVR [41]	1,35	5	6,75
Фильтр фланцевый Ду 80 FAF [42]	6,07	1	6,07
Фильтр фланцевый Ду 32 FAF [42]	1,22	1	1,22
Фильтр фланцевый Ду 25 FAF [42]	1,06	1	1,06
Клапан шаровой Ду 40 Noval [43]	6,02	4	24,08
Клапан шаровой Ду 32 Noval [43]	5,21	9	46,89
Клапан шаровой Ду 25 Noval [43]	4,87	20	97,40
Регулятор давления РДС-НО Ду 25	45,50	2	91,00
Регулятор температуры AVT/VG Ду 25	14,30	1	14,30
Автоматический воздухоотводчик, 1/2 «Watts»	0,90	4	3,60
6. Дополнительное материалы для монтажа	-	-	20,30
Итого			2486,38

В таблице 9.2 приведена смета капитальных затрат на строительство водогрейной котельной, работающей на каменном угле.

Таблица 9.2 – Смета капитальных затрат на строительство котельной, работающей на каменном угле

Наименование затрат	Цена, тыс. руб.	Количество, шт.	Сумма, тыс.руб.
1	2	3	4
1. Проектные работы	253,00	-	253,00
2. Строительные работы	425,00	-	425,00
3. Монтажные работы	158,60		158,60
4. Пуско-наладочные работы	138,00	-	138,00
5. Затраты на оборудование:			

Продолжение таблицы 9.2

1	2	3	4
Угольный котел Metal-Fach «SEG 400» [39]	1384,58	2	2769,16
Пластинчатый теплообменник «Ридан» [36]	50,00	2	100,00
Насос рециркуляции котла TOP-S-30/4 «Wilо»[38]	13,02	2	26,04
Насос сетевой IL 40/150-3/2 «Wilо» [38]	42,50	2	85,00
Насос циркуляции ГВС МНН 403 3 «Wilо» [38]	21,46	2	42,92
Установка умягчения воды непрерывного действия TS 91-09 М [40]	76,30	2	152,60
Расходомер-счетчик системы отопления ВЭПС- ПБ-3 Ду80	23,50	2	47,00
Счетчик ГВС ВСТ-32	6,69	1	6,69
Счетчик холодной воды ВСХд-20	1,82	1	1,82
Клапан регулирующий ESBE 3F 65 Ду65	14,80	1	14,80
Затвор дисковый Ду 80 FAF [41]	2,10	3	6,30
Затвор дисковый Ду 65 FAF [41]	1,79	4	7,16
Клапан обратный Ду 40 FAF [41]	1,73	2	3,46
Клапан обратный Ду 25 IVR [41]	1,35	5	6,75
Фильтр фланцевый Ду 80 FAF [42]	6,07	1	6,07
Фильтр фланцевый Ду 32 FAF [42]	1,22	1	1,22
Фильтр фланцевый Ду 25 FAF [42]	1,06	1	1,06
Клапан шаровой Ду 40 Noval [43]	6,02	4	24,08
Клапан шаровой Ду 32 Noval [43]	5,21	9	46,89
Клапан шаровой Ду 25 Noval [43]	4,87	20	97,40
Регулятор давления РДС-НО Ду 25	45,50	2	91,00
Регулятор температуры AVT/VG Ду 25	14,30	1	14,30
Автоматический воздухоотводчик, ½ «Watts»	0,90	4	3,60
6. Дополнительное материалы для монтажа	-	-	20,30
Итого			4550,22

9.2 Текущие затраты

Текущие затраты на организацию работы водогрейной котельной, работающей на природном газе приведены в таблице 9.3.

Таблица 9.3 – Текущие затраты на обслуживание котельной, работающей на природном газе

Наименование затрат	Единица измерения	Величина
1	2	3
1. Годовой расход топлива	млн. м ³ /год	0,364
2. Тариф на газ [44]	руб. /1000 м ³	4860
3. Природный газ	тыс. руб./год	1769,04
4. Годовой расход электрической энергии	кВт/час	10,59

Продолжение таблицы 9.3

1	2	3
5. Тариф на электрическую энергию [44]	руб. квт/час	2,74
6. Электрическая энергия	тыс. руб./год	244,40
7. Обслуживание оборудования и его текущий ремонт (1% от стоимости оборудования) [21]	тыс. руб./год	12,00
8. Амортизация (10% от стоимости оборудования) [21]	тыс. руб./год	120,00
9. Основная и дополнительная заработная плата работников [21]	тыс. руб./год	1248,00
10. Отчисления на социальные нужды (39% от заработной платы) [21]	тыс. руб./год	486,70
11. Прочие расходы (20% от суммы заработной платы) [21]	тыс. руб./год	249,60
Итого	тыс. руб./год	4129,70

Текущие затраты на обслуживание котельной, работающей на каменном угле сведены в таблицу 9.4.

Таблица 9.4 – Текущие затраты на обслуживание котельной, работающей на каменном угле

Наименование затрат	Единица измерения	Величина
1. Годовой расход топлива	тыс. тонн/год	0,65
2. Тариф на каменный уголь [45]	руб. /тонну	2900
3. Каменный уголь	тыс. руб./год	1885,00
4. Доставка угля [45]	тыс. руб./год	650,00
5. Тариф на электрическую энергию [44]	руб. квт/час	2,74
6. Электрическая энергия	тыс. руб./год	244,40
7. Обслуживание оборудования и его текущий ремонт (1% от стоимости оборудования) [21]	тыс. руб./год	31,80
8. Амортизация (10% от стоимости оборудования) [21]	тыс. руб./год	318,00
9. Основная и дополнительная заработная плата работников [21]	тыс. руб./год	1248,00
10. Отчисления на социальные нужды (39% от заработной платы) [21]	тыс. руб./год	486,70
11. Прочие расходы (20% от суммы заработной платы) [21]	тыс. руб./год	249,60
Итого	тыс. руб./год	5113,50

9.3 Сравнение вариантов проектных решений

При составлении сметы капитальных и текущих затрат на строительство и эксплуатацию двух вариантов водогрейных котельных были получены следующие данные:

$$K_1 < K_2 \text{ (2486,38 тыс. руб. < 4550,22 тыс. руб.)}$$

где K_1 – капитальные затраты на строительство котельной, работающей на природном газе;

K_2 – капитальные затраты на строительство котельной, работающей на каменном угле.

$$u_1 < u_2 \text{ (4129,70 тыс. руб. < 5113,50 тыс. руб.)}$$

где u_1 – текущие затраты на эксплуатацию котельной, использующей в качестве топлива природный газ;

u_2 – текущие затраты на эксплуатацию котельной, работающей на каменном угле.

Таким образом, капитальные и текущие затраты на строительство и эксплуатацию водогрейной котельной, работающей на природном газе меньше, чем котельной, работающей на каменном угле. Поэтому 1 вариант проектного решения будет экономически целесообразным.

9.4 Качественный анализ проектных решений

Качественный анализ проектных решений осуществляется методом SWOT-анализа, который заключается в выявлении факторов внутренней и внешней среды организации. Для этого необходимо составить матрицу для каждого из вариантов. Каждая матрица разделяется на 4 квадранта: сильные стороны (Strengths), слабые стороны (Weaknesses), возможности (Opportunities) и угрозы (Threats) [21].

К факторам внутренней среды относятся сильные (S) и слабые (W) стороны проекта. На эти факторы предприятие может и должно влиять прямым образом. К факторам внешней среды относятся возможности (O) и угрозы (T). Воздействие этих факторов не зависит от предприятия, поэтому повлиять на них невозможно. Но при реализации проекта необходимо подстраиваться под них таким образом, чтобы минимизировать их воздействие.

Для обеспечивающих тепловой энергией школу-сад села Злоказово Кусинского муниципального района рассмотрим два варианта постройки котельной, одна из которых работает на природном газе, а другая на каменном угле.

В таблице 9.5 представлен SWOT-анализ строительства котельной, работающей на природном газе.

Таблица 9.5 – SWOT-анализ котельной, работающей на природном газе

<p>S:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) Капитальные и текущие затраты ниже, чем на строительство угольной котельной; 2) Автоматизированный и простой способ подачи газа на горелочное устройство; 3) Теплота сгорания газа выше, чем угля; 4) Блочно-модульные газовые котельные являются мобильными. Возможна установка их вблизи отапливаемого объекта, за счет чего снижаются потери тепловой энергии на участках трубопровода; 5) Меньшее воздействие на окружающую среду, из-за меньшей концентрации загрязняющего вещества (отсутствие серы в газе). 	<p>W:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) Повышенный уровень взрывоопасности; 2) Дополнительные затраты на системы слежения за давлением и утечками газа.
<p>O:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) Устойчивый спрос на тепловую энергию; 2) Большой ассортимент на рынке газообразного оборудования; 3) Наличие на рынке труда квалифицированных специалистов по работе с газовым оборудованием. 	<p>T:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) Зависимость от иностранных поставщиков оборудования (возможны проблемы с доставкой); 2) Зависимость от газовой и электроснабжающей организации (возможен рост цен или аварии на участке снабжения).

В таблице 9.6 представлен SWOT-анализ строительства котельной, работающей на каменном угле.

Таблица 9.6 – SWOT-анализ котельной, работающей на каменном угле

<p>S:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) Независимость от наличия газовой магистрали; 2) Высокая надежность оборудования котельной; 3) Отсутствие необходимости установки системы слежения за утечками газа; 	<p>W:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) Увеличение капитальных затрат на строительство помещения для хранения каменного угля; 2) Увеличение текущих затрат на покупку и доставку каменного угля в котельную; 3) Ручная подача топлива в котел; 4) Теплота сгорания угля ниже, чем у природного газа; 5) Повышенная концентрация загрязняющего вещества из-за наличия серы; 6) Необходима дополнительная установка для шлакоудаления.
<p>O:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) Устойчивый спрос на тепловую энергию; 2) Наличие на рынке труда опытного персонала по работе с угольным оборудованием. 	<p>T:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) Зависимость поставки каменного угля от сторонних поставщиков. Возможны сбои в доставке, поэтому необходимо иметь текущий запас топлива; 2) Повышение цен на покупку и доставку сырья, а также электроэнергии.

На рисунке 9.2 представлено поле сил реализации мероприятий по строительству блочно-модульной водогрейной котельной в селе Злоказово Кусинского муниципального района Челябинской области.

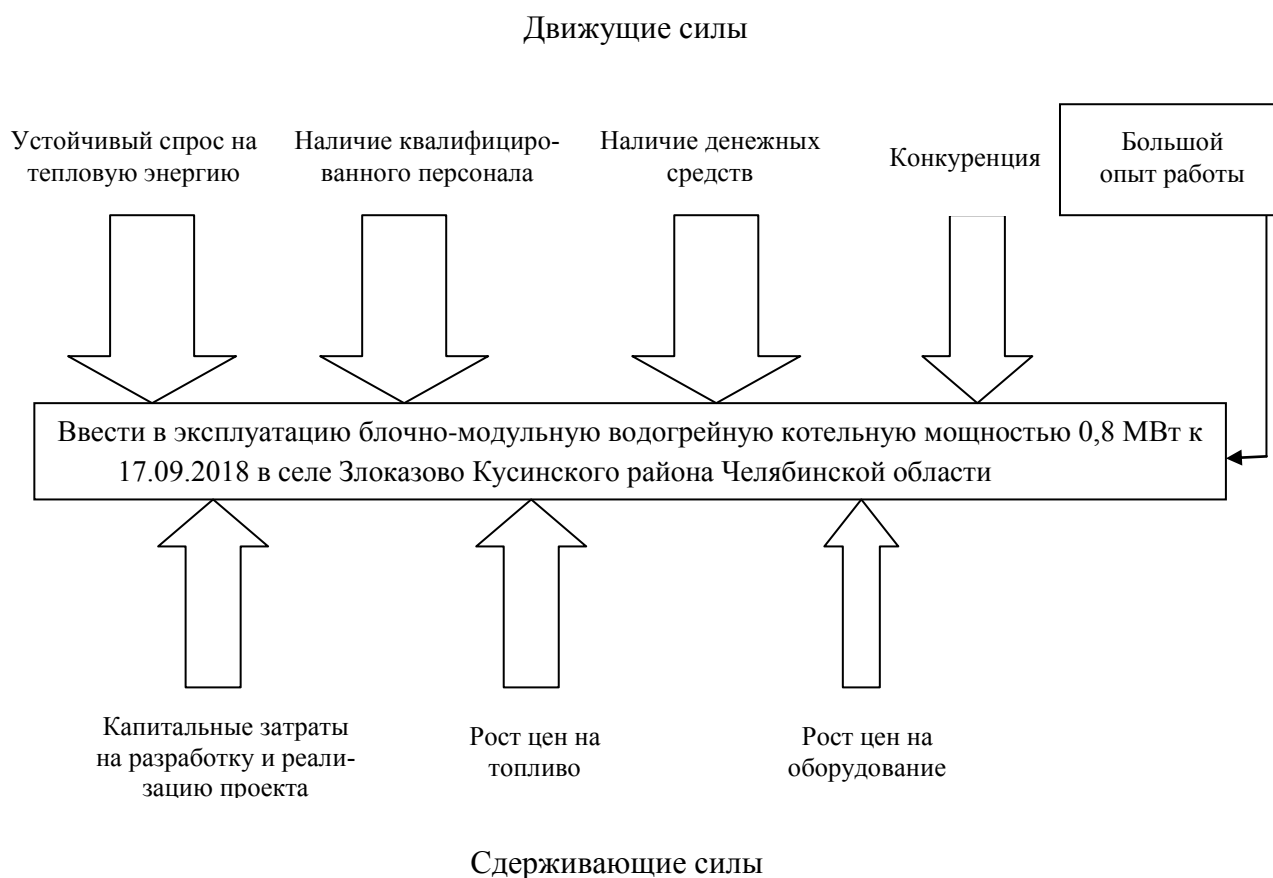


Рисунок 9.2 – Поле сил реализации проекта

На основании приведенного анализа поля сил можно сделать вывод о том, что реализация проекта постройки блочно-модульной водогрейной котельной в селе Злоказово Кусинского муниципального района мощностью 0,8 МВт предприятием ООО «Тепловые сети» возможна, так как движущих сил больше, чем сдерживающих, и они имеют больший удельный вес.

9.7 Планирование мероприятий по реализации проекта (график Ганта)

Планирование мероприятий по реализации проекта осуществляется с помощью графика Ганта, который представляет собой столбчатую диаграмму. Данная диаграмма дает возможность наглядно понять на каком этапе находится реализация проекта, и с какой скоростью необходимо выполнять те или иные задачи.

В таблице 9.7 приведен график Ганта по реализации мероприятий постройки водогрейной котельной для школы-сада села Злоказово.

Таблица 9.7 – График Ганта

Этапы работы	2018												
	янв	фев	март	апр	май	июнь	июль	авг	сен	окт	ноя	дек	
Провести STEEP и SWOT-анализ проектных решений	■												
Принятие проектно-решение		■											
Расчет теплового потребления		■											
Расчет тепловой схемы водогрейной котельной		■											
Расчет основного и вспомогательного оборудования		■											
Расчет режимов работы котельной			■										
Технико-экономический расчет оборудования			■										
Анализ рынка теплоэнергетического оборудования				■									
Закупить необходимое оборудование котельной					■								
Монтажные работы оборудования котельной						■							
Прокладка тепловых сетей от котельной до здания школы							■						
Подключение к индивидуальному тепловому пункту школы								■					
Пуско-наладочные работы									■				
Ввести объект в эксплуатацию												■	

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполнения выпускной квалификационной работы было приведено обоснование выбора источника теплоснабжения, произведен обзор литературных источников, необходимых для написания выпускной квалификационной работы, а также приведено сравнение отечественных и зарубежных котельных агрегатов.

При выборе источника теплоснабжения были рассчитаны тепловые нагрузки, необходимые для снабжения школы-сада села Злоказово Кусинского муниципального района. Суммарный годовой отпуск теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжения составил $4,485 \cdot 10^6$ МВт. Был произведен расчет и построен график зависимости температуры теплоносителя от температуры наружного воздуха.

По полученной данным расчета теплового потребления сделан выбор основного и вспомогательного оборудования котельной. В результате сравнения отечественных и зарубежных котельных агрегатов был выбран итальянский водогрейный котел фирмы ICI REX 40 мощностью 0,4 МВт.

Для котла ICI REX 40 произведен выбор горелочного устройства. Необходимым характеристикам соответствует газовая горелка NG550 M.PR.A.0.32 фирмы «CIB UNIGAS».

При выполнении теплового расчета пластинчатого теплообменного аппарата была получена необходимая площадь поверхности теплообмена, которая составила 36 м^2 . По этим данным был выбран пластинчатый теплообменник фирмы «Ридан» модель НН №19 с площадью поверхности теплообмена $38,72 \text{ м}^2$.

Для обеспечения движения теплоносителя было выбрано необходимое насосное оборудование котельной. Для рециркуляции котловой воды был выбран насос TOP-S-30/4 фирмы «Wilо» с производительностью $4,5 \text{ м}^3/\text{с}$ и напором 4 метра. Для циркуляции сетевой воды выбран сетевой насос IL 40/150-3/2 «Wilо» с производительностью $22 \text{ м}^3/\text{с}$ и напором 24 метра. Циркуляцию воды для системы горячего водоснабжения будет обеспечивать насос циркуляции ГВС МН1 403 3 «Wilо» с производительностью $4 \text{ м}^3/\text{с}$ и напором 25 метра.

В расчетной части выпускной квалификационной работы, также был произведен тепловой расчет котельного агрегата фирмы ICI REX 40 мощностью 0,4 МВт и расчет тепловой схемы котельной.

В главе «Энергосбережение» рассмотрены возможные потери тепловой энергии на участках производства, транспортировки и непосредственно у потребителя. Были предложены мероприятия по их снижению.

В главе «Вопросы экологии» были рассмотрены мероприятия по снижению выбросов загрязняющих веществ, а также произведен расчет необходимой высоты дымовой трубы, при которой концентрация содержания оксидов азота в дымовых газах не превышает максимально разовую, равную $0,085 \text{ мг}/\text{м}^3$. В результате расчета необходимая высота дымовой трубы равна 20 метров, и концентрация оксидов азота при данной высоте трубы $0,047 \text{ мг}/\text{м}^3$, что не превышает максимально

									лист
									89
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2017.089.12 ПЗ				

17 ОНД-86. методика расчета концентраций в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий. – СПб.: Гидрометеоздат, 2007.

18 Правила технической эксплуатации тепловых энергоустановок. – М.: НЦ ЭНАС, 2004. – 204 с.

19 Энергетической стратегии России до 2030 года. – М.: ГУ ИЭС, 2010. – 184с.

20 Постановление Правительства Челябинской области от 22.10.2013 г. № 394-П о государственной программе Челябинской области «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности» на 2014-2020 годы. – 18 с.

21 Алабугин, А.А. Экономико-управленческая часть дипломного проекта: учебное пособие по выполнению дипломного проекта для студентов энергетического факультета / А.А. Алабугин, Р.А. Алабугина. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2011. – 46 с.

22 Арутюнян, А.А. Основы энергосбережения/А.А. Арутюнян. – М.: Изд-во Энергосервис, 2007. – 600 с.

23 Архаров, А.М. Теплотехника: учебник для втузов/ А.М. Архаров, И.А. Архаров, В.Н. Афанасьев и др. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 450 с.

24 Барановский, Н.В. Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н.В. Барановский, Л.М. Коваленко, А.Р. Ястребенецкий. – М.: Машиностроение, 1973. – 288с.

25 Берсенева, И.С. Автоматика отопительных котлов и агрегатов / И.С. Берсенева, М.А. Волков, Ю.С. Давыдов. – М.: Стройиздат, 1979. – 376 с.

26 Бологова, В.В. Экономика энергетики: учебник для вузов / В.В. Бологова, Н.Д. Рогалев, А.Г. Зубкова – М.: Издательский дом МЭИ, 2011. – 320 с.

27 Гладышев, Н.Н. Автономные источники тепловой и электрической энергии малой мощности: учебное пособие / Н.Н. Гладышев, Т.Ю. Короткова. – СПб.: Изд-во ГТУРП 2010. – 323с.

28 Грибанов, А.И. Вопросы экологии в промышленной теплоэнергетике / А.И. Грибанов – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006. – 68 с.

29 Клименко, А.В. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях / О. Л. Данилов, А. Б. Гаряев, И. В. Яковлев. – М.: Изд-во МЭИ, 2010. – 424 с.

30 Лумми, А.П. Расчет жаротрубно-дымогарного котла / А.П. Лумми, В.А. Мунц. – Екатеринбург: Изд-во ГОУ ВПО УГТУ – УПИ, 2010. – 31 с.

31 Плетнев, Г.П. Проектирование, монтаж и эксплуатация автоматизированных систем управления теплоэнергетическими процессами / Г.П. Плетнев, Ю.П. Зайченко, Е.А. Зверев, Ю.Е. Киселев. – М.: Издательство МЭИ, 1995. – 316 с.

32 Роддатис, К.Ф. Производственные и отопительные котельные / К.Ф. Роддатис, Е.В. Бузников. – М.: Изд-во Энергоатомиздат, 1984. – 248 с.

33 Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети / Е.Я. Соколов. – М.: Изд-во МЭИ, 2001. – 472 с.

34 Технические характеристики котла ICI REX 40. – URL: <http://www.eu-systems.ru>.

35 Технические характеристики котла Энергия-М. – URL: <http://kotel-kvr.su>.

						13.03.01.2017.089.12 ПЗ	лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			92

