

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
ОАО «Челябоблкоммунэнерго»
_____ К.С.Дремов
« ____ » _____ 2018 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой
промышленной теплоэнергетики,
к.т.н., доцент
_____ К.В. Осинцев
« ____ » _____ 2018 г.

**РАЗРАБОТКА ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ДЛЯ ЖИЛОГО
МИКРОРАЙОНА «ВОДСТРОЙ» В П.НОВООРСК**

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ БАКАЛАВРА
ЮУрГУ–13.03.01.2018.065.19.ПЗ ВКР

Консультант по разделу
«Экономика и управление»,
старший преподаватель
_____ Р.А. Алабугина
« ____ » _____ 2018 г.

Руководитель работы,
к.т.н., доцент
_____ А.И. Грибанов
« ____ » _____ 2018 г.

Нормоконтролер,
старший преподаватель
_____ Р.А. Алабугина
« ____ » _____ 2018 г.

Автор работы,
студент группы П - 479
_____ Т.А. Пшеницына
« ____ » _____ 2018 г.

Челябинск 2018

АННОТАЦИЯ

Пшеницына Т.А Разработка источника теплоснабжения для жилого микрорайона «Водстрой» в п.Новоорск. – Челябинск: ЮУрГУ, ПИ, Э; 2018, 95 с., 4 ил., библиогр. список – 48 наим., 6 листов чертежей ф.А1, 1 демонстрационный лист ф.А1

В работе выполнены расчеты по разработке источника теплоснабжения для жилого микрорайона «Водстрой» п. Новоорск.

Первая глава посвящена необходимости разработки источника теплоснабжения, его обоснованию и актуальности.

Проведено сравнение отечественных и зарубежных котельных агрегатов.

Рассчитаны тепловые нагрузки потребителей на отопление и ГВС. Также выполнен расчет годового потребления тепловой энергии и расходов сетевой воды на отопление. Рассчитаны и подобраны теплообменные аппараты для разделения котлового контура и контура тепловых сетей. Произведен поверочный тепловой расчет водогрейного котла «BUDERUS» Logano SK755. Подобрано насосное оборудование.

Рассмотрены вопросы автоматизации котельной, безопасности жизнедеятельности на производстве, а также влияние отопительной котельной на окружающую среду.

В результате экономических расчетов были определены технико-экономические показатели системы теплоснабжения.

Графическая часть содержит чертежи формата А1, выполненных в графическом редакторе AutoCAD.

					<i>13.03.01.2018.065.19 ПЗ</i>					
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>	<i>Разработка источника теплоснабжения для жилого микрорайона «Водстрой» в п.Новоорск</i>	<i>Лит.</i>			<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Выполнил</i>	<i>Пшеницына Т.А.</i>					<i>В</i>	<i>К</i>	<i>Р</i>	3	95
<i>Руковод.</i>	<i>Грибанов А.И.</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.....	5
1 ОБОСНОВАНИЕ И АКТУАЛЬНОСТЬ РАЗРАБОТКИ ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ДЛЯ ЖИЛОГО МИКРОРАЙОНА «ВОДСТРОЙ» В П.НОВООРСК.....	7
2 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	8
3 СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ	10
4 РАЗРАБОТКА ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ДЛЯ ЖИЛОГО МИКРОРАЙОНА «ВОДСТРОЙ» В П.НОВООРСК.....	12
4.1 Расчет тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и ГВС жилых и общественных зданий.....	13
4.1.1 Расчет часовых тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и ГВС.....	13
4.1.2 Расчет годовых тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и ГВС.....	18
4.1.3 Регулирование тепловой нагрузки	20
4.2 Расчет тепловой схемы отопительной котельной.....	22
4.3 Тепловой расчет котельного агрегата BUDERUS Logano SK 755.....	27
4.3.1 Расчет объемов продуктов сгорания топлива.....	27
4.3.2 Расчет энтальпий продуктов сгорания газа и воздуха.....	30
4.3.3 Тепловой расчет котла.....	32
4.3.4 Расчет топочной камеры.....	34
4.3.5 Расчет дымогарных труб второго хода дымовых газов.....	42
4.3.7 Составление поверочного теплового баланса.....	49
4.4 Тепловой расчет теплообменного аппарата.....	49
4.4.1 Компоновочный расчет.....	55
4.5 Выбор вспомогательного оборудования.....	60
4.4.1 Выбор сетевого насоса.....	60
4.4.2 Выбор подпиточного насоса.....	61
4.4.3 Выбор циркуляционного насоса.....	61
4.4.4 Выбор котлового насоса.....	62
4.4.5 Выбор теплообменных аппаратов.....	63
5 ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ.....	64
6 ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ.....	66
7 АВТОМАТИЗАЦИЯ.....	71
8 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ.....	74
8.1 Анализ потенциально опасных и вредных производственных факторов.....	74
8.2 Влияние выявленных опасных и вредных производственных факторов на организм человека	75
8.3 Электробезопасность	79

									лист
									4
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2018.065.19 ПЗ				

8.4	Пожаровзрывобезопасность.....	80
9	ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ	81
9.1	Смета капитальных затрат на сооружение газовой котельной.....	81
9.2	Капитальные вложения в строительство теплотрассы от действующей котельной.....	84
9.3	Определение себестоимости вырабатываемого и передаваемого тепла.....	85
9.4	Выбор лучшего варианта теплоснабжения для жилого микрорайона в п.Новоорск.....	87
9.5	Модель SWOT–анализа вариантов технических решений.....	87
9.6	Дерево целей проекта.....	89
9.7	План график-Ганта по строительству котельной.....	90
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	92
	БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	93

ВВЕДЕНИЕ

Под теплоснабжением понимают систему обеспечения теплом зданий и сооружений. Надёжная работа систем теплоснабжения имеет большое народно-хозяйственное значение, поскольку от неё в значительной степени зависит создание комфортных условий для труда и проживания людей и оптимальных условий для различных технологических процессов.

Системы теплоснабжения разделяют на централизованные и децентрализованные. Децентрализованное теплоснабжение разделяют на местное (теплоснабжение от местной котельной) и индивидуальное (печное).

В централизованных системах выработка теплоты осуществляется в отдельных источниках (ТЭЦ или котельных), а подача теплоносителя в системы теплопотребления происходит по специальным трубопроводам, которые называются тепловыми сетями. Тепловые сети при этом имеют значительные протяжённость и диаметры, оборудованы тепловыми пунктами, насосными станциями, автоматикой и системой управления.

Система теплоснабжения, не имеющая развитых тепловых сетей, в которой источник теплоты расположен непосредственно вблизи объектов, потребляющих теплоту, называется децентрализованной.

И, наконец, если тепловой агрегат обеспечивает теплоснабжение одного небольшого здания, система будет называться местной.

В современных городах теплоснабжение различных потребителей осуществляется в основном от централизованных систем. Однако в последнее время во многих городах России всё большее значение начинает приобретать теплоснабжение вновь строящихся объектов на базе автономных источников. Одним из распространённых видов автономных источников теплоснабжения являются водогрейные котельные небольшой мощности.

В малых населённых пунктах выработка тепловой энергии для нужд жилищно-коммунального сектора производится преимущественно в водогрейных котельных. Применение источников теплоснабжения, построенных в XX веке, в настоящее время не рентабельно. Морально устаревшее оборудование имеет высокий износ, низкий коэффициент полезного действия, требует больших эксплуатационных затрат и не обеспечивает качественное теплоснабжение в виду частых аварий. Наибольшее распространение в данной отрасли получили котельные, основным оборудованием которых являются жаротрубно-дымогарные водогрейные котлы, использующие в качестве топлива природный газ, коэффициент полезного действия которых превышает 90%.

Производство отопительных котлов и мини-котельных в России развивается быстрыми темпами. Основанием для этого является строительство новых многоэтажных домов, в которых предусматривается автономное теплоснабжение. В пригородах строятся коттеджные поселки, отапливаемые автономными котельными, и дома, для отопления которых используются отопительные котлы. В по-

следние годы активно проводится газификация домов в сельской местности, и, соответственно, растет спрос на газовые котлы и мини-котельные.

В настоящее время наиболее распространены двухтрубные закрытые системы теплоснабжения. Основными преимуществами закрытой системы теплоснабжения являются:

1. достаточно простой контроль системы теплоснабжения;
2. достаточно простая эксплуатация, связанная со стабильным гидравлическим режимом;
3. простота контроля герметичности системы теплоснабжения;

Проектируемая блочно-модульная котельная будет предназначена для отопления жилых и общественных зданий, которая будет состоять из 3 водогрейных котлов «BUDERUS» Logano SK755 общей мощностью 4,9МВт (4,22Гкал/ч). Основным топливом для данных котлов является газ, резервным – дизельное топливо.

Система теплоснабжения двухтрубная, закрытая, с параметрами теплоносителя 95-70°С .

Население микрорайона составляет 11295 человек.

					<i>13.03.01.2018.065.19 ПЗ</i>	<i>лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		7

1 ОБОСНОВАНИЕ АКТУАЛЬНОСТИ РАЗРАБОТКИ ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ДЛЯ ЖИЛОГО МИКРОРАЙОНА «ВОДСТРОЙ» В П.НОВООРСК

Поселок Новоорск микрорайон «Водстрой» в настоящее время имеет свою паровую котельную, которая была построена в начале 60-х годов, работающую на угле, мощность которой составляет 12МВт. В связи с тем, что эта котельная имеет высокий износ, низкий КПД, требует больших эксплуатационных затрат и не обеспечивает качественного теплоснабжения ввиду частых аварий, было принято решение о постройке нового источника теплоснабжения – отопительной блочно-модульной котельной.

Основным топливом для проектируемой отопительной котельной является природный газ по ГОСТ5542-87, а также резервным топливом служит жидкое дизельное топливо по ГОСТ305-82. В настоящее время природный газ является наиболее экономичным и экологичным видом топлива. Котельная на газу имеет наиболее высокий КПД, норма которого достигает до 95%. Эксплуатация такой котельной дает качественное отопление помещений.

Согласно ФЗ №261 «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации», от 23.11.2009г. принято решение в целях энергосбережения и повышения энергоэффективности в новой отопительной котельной установить двухконтурную схему.

В блочно-модульной котельной будет установлено 2 стальных водогрейных котла Logano SK 755, с мощностью 1850 кВт и один котел Logano SK 755, с мощностью 1200кВт, производства «BUDERUS» Германия [39]. Котлы оборудуются 3 газовыми горелками, работающие под наддувом, которые будут оснащены встроенным вентилятором для подачи воздуха. Горелки производства SIP Unigas HR75A[44]. На систему теплоснабжения будут установлены циркуляционные насосы, производства «Wilo» Германия с частотным регулированием.

Отопительная котельная предназначена для работы в автономном режиме без постоянного присутствия обслуживающего персонала, с выводом сигнала об отключении и неисправностях на диспетчерский пункт. Персонал, постоянно пребывающий в блочной котельной не предусматривается. Система автоматического управления и сигнализации поддерживает режимные параметры оборудования котельной в зависимости от изменения тепловых нагрузок системы отопления, обеспечивает защиту оборудования при аварийных ситуациях.

											лист
											8
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2018.065.19 ПЗ						

2 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ

Котельная на газообразном топливе является опасным промышленным объектом (сокращенно ОПО), поэтому на любой стадии – от проектирования до окончания эксплуатации вся документация, а также само оборудование подвергается регулярным проверкам и освидетельствованиям контролирующими органами исполнительной власти [1]. При проектировании ОПО такого рода в первую очередь следует руководствоваться официальными источниками, утвержденными специальными постановлениями Правительства РФ. Обязательно проверять актуальность изданий и статус: документ, действующий или отменен.

В настоящее время действуют следующие основные нормативные документы, которые были использованы в настоящей работе:

1. Федеральный закон от 21.07.2011 г. № 256-ФЗ. О безопасности объектов топливно-энергетического комплекса, который устанавливает организационные и правовые основы в сфере обеспечения безопасности объектов топливно-энергетического комплекса в Российской Федерации, за исключением объектов атомной энергетики.

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

3. СП 124.13330.2012 (СНиП 41-02-2003) «Тепловые сети» устанавливает правила проектирование теплопроводов.

4. СП 61.13330.2012 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов» определяет требования к типам и материалам изоляции технологического оборудования котельной и трубопроводов горячей воды и пара.

Для глубокого понимания механизмов работы такого сложного объекта как газовая котельная недостаточно знаний, почерпнутых только из нормативной литературы. Территория Российской Федерации всегда отличалась суровым климатом, поэтому в отечественной литературе накоплено большое количество технических книг по тематике котельного оборудования, тепловых сетей и особенностям теплоснабжения объектов. Конечно, значение таких книг как «Теплоснабжение» и «Газоснабжение» под ред. А.А. Ионина, «Проектирование тепловых сетей» (Справочник проектировщика) под редакцией А.А. Николаева трудно переоценить. Современные технологии котельных позволяют полностью автоматизировать производство тепловой энергией, управлять оборудованием дистанционно. Новейшие приборы безопасности также являются сложными устройствами. На второй план уходят умение производить расчеты вручную.

Среди ученых, разрабатывающих актуальную литературу для студентов можно отметить:

1. Клименко А.В. – выдающийся ученый, член-корреспондент РАН выпустил серию книг, как монографий так и в соавторстве. Справочная серия «Теплоэнергетика и теплотехника» в 4-х книгах, в частности «Теплоэнергетика и теплотехника. Общие вопросы. Книга 1» раскрывает общие вопросы в области теплоэнергетики и теплотехники.

										лист
										9
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2018.065.19 ПЗ					

2. Расчет тепловой схемы выполнен в соответствии с рекомендациями Кириллова В.В., которые он излагает в учебном пособии для студентов «Расчет тепловых схем источников теплоснабжения промышленных предприятий». В пособии рассмотрены вопросы расчета теплового потребления, тепловых нагрузок, проектирования и расчета тепловых схем.

3. Липатников Г.А., Гузеев М.С. «Автоматическое регулирование объектов теплоэнергетики» – приведены краткие сведения по теории автоматического регулирования, методам математического моделирования объектов и систем регулирования объектов теплоэнергетики; дано описание современных средств автоматизации, применяемых законов регулирования и их реализации; представлены схемы автоматического регулирования и защиты основного и вспомогательного оборудования тепловых электростанций, в том числе при блочной ее компоновке, а также отопительных и производственных котельных.

При разработке раздела по энергосбережению необходимо изучить книги Фокина В.М. У данного автора серия книг, посвященных энергосбережению в вопросах теплоснабжения и выработки тепловой энергии.

При написании отдельных разделов проекта были изучены статьи, опубликованные в сети Интернет. Итоговый состав литературных источников, использованных при написании данной выпускной квалификационной работы представлен в библиографическом списке.

					<i>13.03.01.2018.065.19 ПЗ</i>	<i>лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>10</i>

3 СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ ПЕРЕДОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И РЕШЕНИЙ

Основным оборудованием источников теплоснабжения в большинстве случаев являются котельные агрегаты. Так для нужд отопления, вентиляции и ГВС как правило в промышленных котельных и ТЭЦ установлены крупные водотрубные котлы отечественного производства: КВГМ, ПТВМ (газотопные), КВТС, КВТК (для твердого топлива при слоевом и факельном сжигании), КЕВ, ТВГ и др. Однако в последние 10-20 лет все чаще в промышленных котельных устанавливаются водогрейные котлы жаротрубного типа, предлагаемые зарубежными и некоторыми отечественными производителями.

С развитием малой энергетики на рынке все больше рос спрос на водогрейные котлы, что также было связано с высоким износом устаревшего оборудования и постоянным расширением жилищного и промышленного строительства, которые требовали новых отопительных мощностей. Отечественному котлостроительству было тяжело вливаться в новые рыночные условия, особенную сложность это вызвало у производителей мощных энергетических парогенерирующих котлов и их оборудования.

Сотрудничество с зарубежными фирмами информировало, что в Европе и Северной Америке котлостроительные предприятия в больших масштабах выпускают не только водотрубные, но и жаротрубные котлы. В России только Белгородский завод некоторое время оставался единственным, у кого не прекращалось производство жаротрубно-дымогарных котлов тепловой мощностью до 8 МВт (в основном для тепличных хозяйств).

Зарубежные производители еще в середине XX века сумели избавиться от основных недостатков жаротрубных котлов: применением надежных материалов, усовершенствованием технологии приварки дымогарных труб (к примеру, снятие напряжения в металле, выдерживая котлы в термокамере); способом подбирать модулируемые газотопные горелки, которые позволяют при переменных нагрузках регулировать форму факела и не допускают касания стен жаровой трубы, увеличением расстояния от дымогарных труб до стенки котла, повышением качества химводоочистки и методов обработки воды.

Все это привело к повышению надежности и эффективности котлоагрегатов, устранило их недостатки по сравнению с водотрубными котлами.

Жаротрубные котлы компактны, обладают газоплотностью, доступностью поверхностей нагрева для очистки, их камеры сгорания работают обычно при избыточном давлении, что дает возможность исключить дымососы из схемы. Такие котлы собираются полностью в заводских условиях и поставляются заказчикам в виде одного блока, это упрощает транспортировку и монтаж котла на месте его эксплуатации.

Ведущие западноевропейские производители первыми заполнили рынок подобными котлами: компания Viessmann (Германия) предложила водогрейные кот-

									лист
									11
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2018.065.19 ПЗ				

лы как низкого, так и высокого давления. Серия VITOMAX 200-LW включала небольшие промышленные котлы тепловой мощностью от 2,3 МВт на давление 6 бар и более крупные – мощностью 6 МВт на давление 16 бар. Даже самый крупный из этой серии котел имел вполне удобные для транспорта габариты (2,72×2,4×5,85 м) и массу (12,1 т). КПД при номинальной нагрузке составляет 92 %. Итальянская фирма Ferroli вышла на российский рынок с промышленными водогрейными котлами жаротрубного типа средней и высокой мощности. Серия водогрейных котлов Prextherm 3G включает стальные трехходовые жаротрубные котлы мощностью от 1 до 10 МВт. Эти котлы выпускаются на давление от 5 до 10 бар и при сжигании газа имеют КПД до 92 %. На российском рынке водогрейных котлов появились отечественные котлы жаротрубного типа, предлагаемые такими производителями как «Дорогобужкотломаш», «РЭМЭКС» и др. При этом, большинство производителей предлагало заказчикам собственные котлы оснастить зарубежными горелками известных производителей [44].

Для сравнения характеристик котлов отечественного и зарубежного производства рассмотрим котлы требуемой мощности для разрабатываемого источника Logano SK755 немецкой компании Buderus мощностью 1,85 МВт и КВ-ГМ-1,5-115Н производитель ОАО «Дорогобужкотломаш» [42].

Сравнение характеристик котельных агрегатов приведено в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Сравнение отечественного и зарубежного котельного агрегата

Технические характеристики	Марка котла	
	Logano SK755	КВ-ГМ-1,5-115Н
Теплопроизводительность номинальная, МВт	1,85	1,5
Вид топлива	газ/дизельное топливо	газ/дизельное топливо
Рабочее давления воды, МПа	0,6	0,6
Температура воды на выходе, °С	95/115	95/115
Длина, мм	3480	3530
Ширина, мм	1352	1426
Высота, мм	1510	1816
Объем топочной камеры, м³	1,546	1,9
Расчетное гидравлическое сопротивления, МПа	0,025	0,025
Температура уходящих газов, °С	195	155
Коэффициент полезного действия котла, %	93	91

Зарубежные модели котлов имеют различные конфигурации, высокоэффективны, малогабаритны, автоматизированы. Отечественные разработки уступают зарубежным аналогам, но так же обладают модельным рядом.

4 РАЗРАБОТКА ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ДЛЯ ЖИЛОГО МИКРОРАЙОНА «ВОДСТРОЙ» В П.НОВООРСК

Система теплоснабжения – совокупность технических средств, обеспечивающих получение тепла и передачу ею с помощью теплоносителя к потребителям [Терминологический словарь по строительству на 12 языках (ВНИИИС Госстроя СССР)].

Источники теплоты систем теплоснабжения – комплексные технические устройства, в которых первичная энергия превращается в энергию теплоносителя (воды или пара) с требуемыми параметрами. В качестве первичной энергии в основном используют органическое топливо, ядерную энергию, теплоту Земли и Солнца, вторичные энергетические ресурсы, низкопотенциальную теплоту.

В зависимости от степени централизации системы централизованного теплоснабжения можно разделить на следующие четыре группы:

- 1) групповое – теплоснабжение от одного источника группы зданий;
- 2) районное – теплоснабжение от одного источника нескольких групп зданий (района);
- 3) городское – теплоснабжение от одного источника нескольких районов;
- 4) межгородское – теплоснабжение от одного источника нескольких городов.

Процесс централизованного теплоснабжения состоит из трех последовательных операций:

1. подготовки теплоносителя;
2. транспортировки теплоносителя;
3. использования теплоносителя.

В больших системах теплоснабжения широко используют котельные установки мощностью 100-500 МВт. Такие установки могут работать совместно с ТЭЦ. Котельные установки используют как самостоятельные источники в локальных системах теплоснабжения или при совместной работе нескольких котельных на общую сеть. Для централизованного теплоснабжения помимо крупных районных котельных используют квартальные и групповые с нагрузкой 15-100 МВт, для теплоснабжения сельских и малых населенных пунктов – котельные мощностью до 15 МВт, децентрализованные домовые (местные) и поквартирные источники теплоты.

В отопительных котельных чаще всего устанавливают водогрейные котлы, но применяют и паровые котлы, приготовляя горячую воду для теплоснабжения в пароводяных подогревателях.

Вместе с тем, можно оценивать различные варианты теплоснабжения, сопоставляя их между собой, то есть оценивать их относительную экономическую эффективность.

Таким образом, принципиальная экономическая оценка использования различных источников теплоснабжения определяется как последовательность следующих этапов: постановка проблемы; выделение системы исследования; формирование совокупности факторов, характеризующих состояние и развитие выде-

					13.03.01.2018.065.19 ПЗ	лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		13

ленной системы; проведение многовариантных машинных расчетов; многокритериальная оценка вариантов решений и выбор наилучшего оптимального.

4.1 Расчет тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и ГВС жилых и общественных зданий

Исходные данные:

- Место постройки: п. Новоорск;
- Расчетная температура наружного воздуха в холодный период года для проектирования отопления $t_{\text{но}} = -30^{\circ}\text{C}$ [16];
- При расчете нагрузок учитывается температура воздуха внутри помещений $t_{\text{в}}$, которая может быть $+18^{\circ}\text{C}$ или $+20^{\circ}\text{C}$. По требованиям СНиП «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» при температуре наружного воздуха для проектирования систем отопления $t_{\text{но}} \leq -30^{\circ}\text{C}$, температура воздуха внутри помещений принимается $+20^{\circ}\text{C}$, при $t_{\text{но}} > -30^{\circ}\text{C}$, температура воздуха внутри помещений $+18^{\circ}\text{C}$. Так как для поселка Новоорск $t_{\text{но}} = -30^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{в}} = +20^{\circ}\text{C}$.

4.1.1 Расчет часовых тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и ГВС

Расчет тепловых нагрузок состоит из определения тепловых нагрузок на отопление, горячее водоснабжение $Q_{\text{ГВС}}$, гкал/ч и вентиляцию $Q_{\text{в}}$, гкал/ч. Расход тепла на вентиляцию учитывают только в общественных зданиях и в жилых домах с принудительной вентиляцией.

Максимальный часовой расход тепла на отопление по укрупненным показателям Q_0' , гкал/ч найдем по формуле (4.1) [19]:

$$Q_0' = \alpha \cdot q_0 \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{но}}) \cdot V \cdot 10^{-6}, \quad (4.1)$$

где α – поправочный коэффициент, учитывающий климатические условия района строительства здания и применяемый в случаях, когда расчетная температура наружного воздуха отличается от $t_{\text{но}} = -30^{\circ}\text{C}$;

q_0 – удельная тепловая характеристика здания, ккал/(ч·м³·°C);

V – объем отапливаемой части здания по внешнему обмеру, м³ (высоту отсчитывают от поверхности земли);

$t_{\text{в}}$ – средняя температура воздуха в помещениях отапливаемого здания, °C;

$t_{\text{но}}$ – расчетная температура наружного воздуха в холодный период года для отопления, °C.

Для жилых зданий $q_0 = 0,47$ ккал/(ч·м³·°C); $\alpha = 0,95$ [3, табл. 1,7, табл. 1.8].

$$Q_0' = 0,95 \cdot 0,47 \cdot (20 + 30) \cdot 4732 \cdot 10^{-6} = 0,105642 \text{ Гкал/ч} = 0,123 \text{ МВт}$$

Нагрузка на горячее водоснабжение в течение недели и суток неравномерна.

									лист
									14
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2018.065.19 ПЗ				

Для расчета средне недельного расхода теплоты на ГВС $Q_{\text{ГВС}}^{\text{ср.н}}$, Гкал/час применяется формула (4.2) [19]:

$$Q_{\text{ГВС}}^{\text{ср.н}} = 1,2 \cdot a \cdot m \cdot c \cdot (t_{\text{Г}} - t_{\text{Х}}) / n_{\text{с}}, \quad (4.2)$$

где 1,2 – показатель, учитывающий остывание горячей воды у абонентов;

a – норма расхода горячей воды на человека, л/чел;

m – количество жителей, чел;

c – теплоемкость, ккал/(кг·°С);

$n_{\text{с}}$ – расчетная длительность подачи на ГВС, ч/сут.;

$t_{\text{Г}}$ – температура горячей воды, °С;

$t_{\text{Х}}$ – температура холодной воды, °С.

Для жилых домов $a = 130$ л/ч [СНиП 2.04.01 – 85, прил.3]. Температура горячей воды в любое время года для данного района $t_{\text{Г}} = 55^{\circ}\text{С}$, а температура холодной воды в отопительный период $t_{\text{Х}} = 5^{\circ}\text{С}$.

$$Q_0' = 1,2 \cdot 120 \cdot 127 \cdot 1 \cdot 10^{-6} \cdot (55 - 5) / 24 = 0,0381 \text{ Гкал/ч} = 0,0443 \text{ МВт.}$$

Максимальный часовой расход тепла на горячее водоснабжение $Q_{\text{ГВС}}'$, гкал/ч определим по формуле (4.3) [18]:

$$Q_{\text{ГВС}}' = k_{\text{с}} \cdot k_{\text{н}} \cdot Q_{\text{ГВС}}^{\text{ср.н}}, \quad (4.3)$$

где $k_{\text{с}}$ – коэффициент суточной неравномерности, для населенных пунктов $k_{\text{с}} = 1,7 \dots 2$;

$k_{\text{н}}$ – коэффициент недельной неравномерности, для населенных пунктов $k_{\text{н}} = 1,2$.

$$Q_{\text{ГВС}}' = 1,8 \cdot 1,2 \cdot 0,0381 = 0,0823 \text{ Гкал/ч} = 0,0957 \text{ МВт.}$$

Максимальная часовая нагрузка на вентиляцию $Q_{\text{В}}'$, МВт определяется по формуле (4.4) [18]:

$$Q_{\text{В}}' = q_{\text{уд}} \cdot V \cdot (t_{\text{В}} - t_{\text{НО}}), \quad (4.4)$$

где $q_{\text{уд}}$ – удельная вентиляционная характеристика здания, ккал/(ч·м³·°С);

V – строительный объем здания, м³;

$t_{\text{В}}$ – средняя температура воздуха в помещениях отапливаемого здания, °С;

$t_{\text{НО}}$ – расчётная температура наружного воздуха в холодный период года, °С.

В доме не установлена принудительная вентиляция, следовательно $Q_{\text{В}}' = 0$.

										лист
										15
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2018.065.19 ПЗ					

Общую тепловую нагрузку на дом Q_{Σ} , Гкал/ч определим по формуле (4.5) [19]:

$$Q_{\Sigma} = Q_0' + Q_{\text{ГВС}}' + Q_{\text{В}}', \quad (4.5)$$

$$Q_{\Sigma} = 0,0381 + 0,0823 + 0 = 0,12 \text{ Гкал/ч} = 0,14 \text{ МВт} .$$

Остальных потребителей рассчитываем аналогично. Рассчитанные данные сведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Максимально часовые нагрузки на отопление, вентиляцию и ГВС

Номер здания	Максимально часовая нагрузка на отопление Q_0' , МВт	Максимально часовая нагрузка на ГВС $Q_{\text{ГВС}}'$, МВт	Максимально часовая нагрузка на вентиляцию $Q_{\text{В}}'$, МВт	Общая тепловая нагрузка на здание Q_{Σ} , МВт
Пер.Спортивный, 1а	0,123	0	0	0,1056
Пер.Спортивный, 1б	0,121	0	0	1,60494
Пер.Спортивный, 3	0,123	0	0	0,1056
Пер.Спортивный, 3б	0,0465	0	0	0,572196
Ул.Булдакова, 1а	0,0465	0	0	0,562892
Ул. Ленина, 4а	0,243	0	0	0,561729
Ул. Ленина, 4б	0,175	0	0	0,539632
Ул. Ленина, 7а	0,123	0,0957	0	0,14
Ул. Ленина, 11	0,568	0,316	0	0,539632
ПМК-1, общежитие	0,17	0,0157	0	0,539632
ПМК-1, д.1	0,102	0	0	0,783862
ПМК-1, д.2	0,21	0	0	0,571033
ПМК-1, д.3	0,128	0	0	0,573359
ПМК-1, д.4	0,135	0	0	0,964127
ПМК-1, д.6	0,058	0	0	0,795492
Детский сад №6	0,152	0,0085	0	0,549518
Детский центр	0,284	0,0131	0	0,787351
Сбербанк	0,038	0	0	0,563357
ИП Малахов - магазин	0,0197	0	0	0,563008
ИП Адаева – офисное помещение	0,0247	0	0	1,038559
ИП Токарева - магазин	0,0089	0	0	0,805959
Новоорская ПМК-гараж	0,057	0	0	0,490786
Новоорская ПМК-АБК	0,064	0	0	0,490786
Дом милосердия	0,072	0	0	0,2326
Суммарная нагрузка на район	3,092	0,449	0	3,541

Полученную нагрузку на отопление и вентиляцию для района необходимо пересчитать на другие температуры наружного воздуха отопительного периода. Для этого вводится коэффициент пересчета k , который определяется по формуле (4.6) [18]:

$$k = \frac{t_B - t_H}{t_B - t_{HO}}, \quad (4.6)$$

где t_H – температура наружного воздуха, для которой производят пересчет, °С.

По СНиПу «Строительная климатология» за начальную температуру отопительного периода принимается 8°С, следовательно пересчет производится для температур от 8 °С до -30°С.

Пересчет суммарной нагрузки на отопление на $t_H = 8^\circ\text{C}$ найдем по формуле (4.7):

$$Q_0^{+8} = k \cdot Q'_{\text{общ.о}}, \quad (4.7)$$

$$Q_0^{+8} = \frac{20 - 8}{20 + 30} \cdot 3,092 = 0,742 \text{ МВт.}$$

Пересчет суммарной нагрузки на вентиляцию на $t_H = 8^\circ\text{C}$ определим по формуле (4.8):

$$Q_B^{+8} = k \cdot Q'_{\text{общ.в}}, \quad (4.8)$$

$$Q_B^{+8} = \frac{20 - 8}{20 + 34} \cdot 0,44 = 0,0978 \text{ МВт.}$$

Так как нагрузка на ГВС считается постоянной в течение всего отопительного периода, её пересчет не выполняется. Для остальных температур расчет производится аналогично. Полученные данные сведены в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 – Пересчет нагрузки на другие температуры отопительного периода

Температура наружного воздуха $t_H, ^\circ\text{C}$	Коэффициент пересчета k	Нагрузка на отопление $Q_o^{t_H}, \text{ МВт}$	Нагрузка на ГВС $Q_{\text{гвс}}^{t_H}, \text{ МВт}$	Нагрузка на вентиляцию $Q_v^{t_H}, \text{ МВт}$	Суммарная нагрузка $Q_{\text{общ}}^{t_H}, \text{ МВт}$
1	2	3	4	5	6
+8	0,24	0,742	0,449	0	1,191
+7	0,26	0,742	0,449	0	1,253
+6	0,28	0,804	0,449	0	1,315
+5	0,30	0,866	0,449	0	1,377

Продолжение таблицы 4.2

1	2	3	4	5	6
+4	0,32	0,928	0,449	0	1,438
+3	0,34	0,989	0,449	0	1,500
+2	0,36	1,051	0,449	0	1,562
+1	0,38	1,113	0,449	0	1,624
0	0,40	1,175	0,449	0	1,686
-1	0,42	1,237	0,449	0	1,748
-2	0,44	1,299	0,449	0	1,809
-3	0,46	1,360	0,449	0	1,871
-4	0,48	1,422	0,449	0	1,933
-5	0,50	1,484	0,449	0	1,995
-6	0,52	1,546	0,449	0	2,057
-7	0,54	1,608	0,449	0	2,119
-8	0,56	1,670	0,449	0	2,181
-9	0,58	1,732	0,449	0	2,242
-10	0,60	1,793	0,449	0	2,304
-11	0,62	1,855	0,449	0	2,366
-12	0,64	1,917	0,449	0	2,428
-13	0,66	2,001	0,449	0	2,490
-14	0,68	2,103	0,449	0	2,552
-15	0,70	2,164	0,449	0	2,613
-16	0,72	2,226	0,449	0	2,675
-17	0,74	2,288	0,449	0	2,737
-18	0,76	2,350	0,449	0	2,799
-19	0,78	2,412	0,449	0	2,861
-20	0,80	2,474	0,449	0	2,923
-21	0,82	2,535	0,449	0	2,984
-22	0,84	2,597	0,449	0	3,046
-23	0,86	2,659	0,449	0	3,108
-24	0,88	2,721	0,449	0	3,170
-25	0,90	2,783	0,449	0	3,232
-26	0,92	2,845	0,449	0	3,294
-27	0,94	2,906	0,449	0	3,355
-28	0,96	2,968	0,449	0	3,417
-29	0,98	3,030	0,449	0	3,479
-30	1,0	3,092	0,449	0	3,541

По полученным данным строится график тепловых нагрузок (рисунок 4.1).

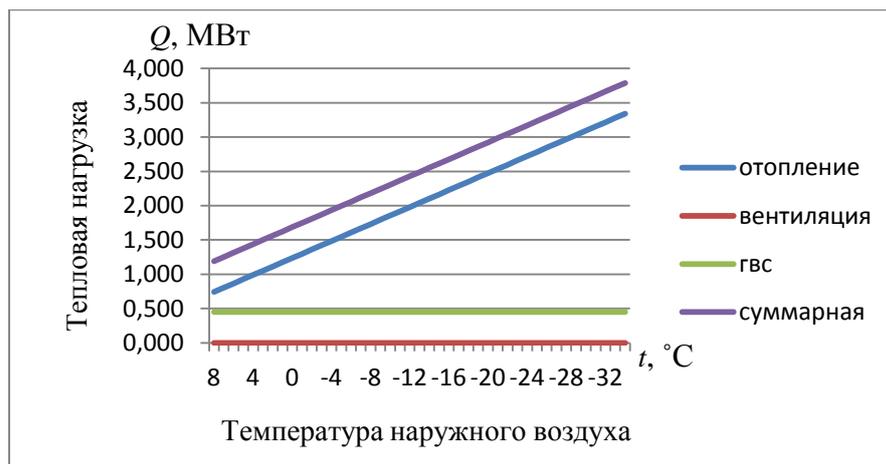


Рисунок 4.1 – График тепловых нагрузок

4.1.2 Расчет годовых тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и ГВС

Рассмотрим в качестве примера дом по ул. Ленина, 7а.

Годовой расчет тепла на отопление рассчитывается по формуле (4.9), МВт:

$$Q_o^{\text{год}} = 24 \cdot Q_o \cdot \left(\frac{t_{\text{вн}} - t_o^{\text{сп}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{н.о}}} \right) \cdot n_o, \quad (4.9)$$

где Q_o – максимальный часовой расход тепла, МВт;

$t_{\text{вн}}$ – температура внутреннего воздуха помещения, °C;

$t_{\text{ср.о.}}$ – средняя температура воздуха за отопительный период, °C;

$t_{\text{н.в.}}$ – температура наружного воздуха, °C;

n_o – продолжительность отопительного периода, суток.

$$Q_o^{\text{год}} = 24 \cdot 0,123 \cdot \left(\frac{20 + 6,9}{20 + 30} \right) \cdot 204 = 323,99 \text{ МВт} .$$

Годовой расчет тепла на вентиляцию рассчитывается по формуле (4.10), МВт:

$$Q_b^{\text{год}} = 24 \cdot Q_b \cdot \left(\frac{t_{\text{вн}} - t_o^{\text{сп}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{н.о}}} \right) \cdot n_o, \quad (4.10)$$

где Q_b – максимальный часовой расход тепла, МВт.

В доме по ул. Ленина, 7а не установлена принудительная вентиляция, следовательно $Q_B^{\text{год}} = 0$.

Годовой расход тепла на ГВС определяется по формуле (4.11), МВт:

$$Q_{\text{ГВС}}^{\text{год}} = \left(\frac{z \cdot Q_{\text{ГВС}} \cdot n_0}{2,3} \right) + z \cdot Q_{\text{ГВС}} \cdot \beta \cdot \left(\frac{t_{\text{Г}} - t_{\text{х.л}}}{t_{\text{Г}} - t_{\text{х.з}}} \right) \cdot \frac{(350 - z)}{2,3}, \quad (4.11)$$

где $Q_{\text{ГВС}}$ – максимальный часовой расход тепла, ккал/ч, (таблица 4.1);

z – число часов работы системы горячего водоснабжения в сутки;

β – коэффициент, учитывающий снижение потребления ГВС в теплый период;

$t_{\text{х.л}}$ – температура холодной воды в теплый период, °С;

$t_{\text{х.з}}$ – температура холодной воды в холодный период, °С.

$$Q_{\text{ГВС}}^{\text{год}} = \left(\frac{24 \cdot 0,0957 \cdot 204}{2,3} \right) + 24 \cdot 0,0957 \cdot 0,8 \cdot \left(\frac{55 - 15}{55 - 5} \right) \cdot \frac{(350 - 204)}{2,3} = 297 \text{ МВт.}$$

Общая тепловая нагрузка на главный корпус Q_{Σ} , МВт определим по формуле (4.12) [5]:

$$Q_{\Sigma} = Q_o^{\text{год}} + Q_{\text{ГВС}}^{\text{год}} + Q_B^{\text{год}}, \quad (4.12)$$

$$Q_{\Sigma} = 323,99 + 297 + 0 = 620,99 \text{ МВт.}$$

Остальных потребителей рассчитываем аналогично. Рассчитанные данные сведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Годовые нагрузки на отопление, вентиляцию и ГВС

Номер здания	Годовая нагрузка на отопление $Q_o^{\text{год}}$, МВт	Годовая нагрузка на ГВС $Q_{\text{ГВС}}^{\text{год}}$, МВт	Годовая нагрузка на вентиляцию $Q_B^{\text{год}}$, МВт	Общая тепловая нагрузка на здание Q_{Σ} , МВт
1	2	3	4	5
Пер. Спортивный, 1а	323,99	0	0	323,99
Пер. Спортивный, 1б	318,72	0	0	318,72
Пер. Спортивный, 3	323,99	0	0	323,99
Пер. Спортивный, 3б	122,48	0	0	122,48
Ул. Булдакова, 1а	122,48	0	0	122,48
Ул. Ленина, 4а	640,1	0	0	640,1
Ул. Ленина, 4б	460,96	0	0	460,96
Ул. Ленина, 7а	323,99	297	0	620,99

Продолжение таблицы 4.3

1	2	3	4	5
Ул. Ленина, 11	1496,14	980,8	0	2476,94
ПМК-1, общежитие	447,79	48,73	0	496,52
ПМК-1, д.1	268,67	0	0	268,67
ПМК-1, д.2	553,15	0	0	553,15
ПМК-1, д.3	337,16	0	0	337,16
ПМК-1, д.4	355,6	0	0	355,6
ПМК-1, д.6	152,77	0	0	152,77
Детский сад №6	413,6	26,38	0	439,98
Детский центр	772,78	40,66	0	813,44
Сбербанк	50	0	0	50
ИП Малахов - магазин	65,06	0	0	65,06
ИП Адаева – офисное помещение	22,6	0	0	22,6
ИП Токарева - магазин	135,8	0	0	135,8
Новоорская ПМК-гараж	168,58	0	0	168,58
Новоорская ПМК-АБК	189,65	0	0	189,65
Суммарная нагрузка котельной	8066	1393,57	0	9459,57

4.1.3 Регулирование тепловой нагрузки

В детском оздоровительном лагере используется качественное регулирование по отопительной нагрузке в закрытой системе теплоснабжения.

Качественное регулирование по отопительной нагрузке предполагает, что $G_o' = const$.

При температуре $t_{н.о} = -30^\circ\text{C}$ задаемся температурами теплоносителя:

$\tau_{o1}' = 95^\circ\text{C}$ – температура теплоносителя в подающей линии;

$\tau_{o2}' = 70^\circ\text{C}$ – температура теплоносителя в обратной линии;

$\tau_{o3}' = 95^\circ\text{C}$ – температура воды, поступающей к потребителю.

Перепад температур в тепловой сети, $^\circ\text{C}$ находим по формуле (4.13):

$$\delta\tau_o' = \tau_{o1}' - \tau_{o2}', \quad (4.13)$$

$$\delta\tau_o' = 95 - 70 = 25^\circ\text{C}.$$

Разность температур в системе отопления у потребителя, °С (4.14):

$$\theta'_o = \tau'_{o3} - \tau'_{o2}, \quad (4.14)$$

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

Температурный напор нагревательного прибора, °С определим по формуле (4.15):

$$\Delta t'_o = \frac{\tau'_{o3} + \tau'_{o2}}{2} - t_b, \quad (4.15)$$

$$\Delta t'_o = \frac{95 + 70}{2} - 12 = 70,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Относительную величину тепловой нагрузки находим по формуле (4.16):

$$\bar{Q}_o = \frac{Q'_o}{Q_o}. \quad (4.16)$$

Температура воды в подающей линии, °С определяется по формуле (4.17):

$$\tau_{o1} = t_b + \Delta t'_o \cdot \bar{Q}_o^{0,8} + \bar{Q}_o (\delta \tau'_o - 0,5 \cdot \theta'_o). \quad (4.17)$$

Температура воды в обратной линии определяется по формуле (4.18):

$$\tau_{o2} = t_b + \Delta t'_o \cdot \bar{Q}_o^{0,8} - 0,5 \cdot \bar{Q}_o \cdot \theta'_o. \quad (4.18)$$

Полученные данные сведем в таблицу 4.4.

Таблица 4.4 – Качественное регулирование по отопительной нагрузке в закрытых системах теплоснабжения

Наименование	Расчетные данные									
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$t_H, \text{ }^\circ\text{C}$	-30	-25	-20	-15	-12,45	-10	-5	0	5	8
$Q_o, \text{ МВт}$	3,09	2,72	2,36	1,99	1,8	1,62	1,25	0,88	0,52	0,29

Продолжение таблицы 4.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
\overline{Q}_0	1	0,88	0,76	0,643	0,58	0,52	0,4	0,29	0,167	0,1
$\tau_{01}, \text{ }^\circ\text{C}$	95	86,71	78,24	69,54	65	65	65	65	65	65
$\tau_{02}, \text{ }^\circ\text{C}$	70	64,69	59,19	53,47	50,45	50,45	50,45	50,45	50,45	50,45

По данным таблицы 4.4 строится температурный график, который изображен на рисунке 4.2.

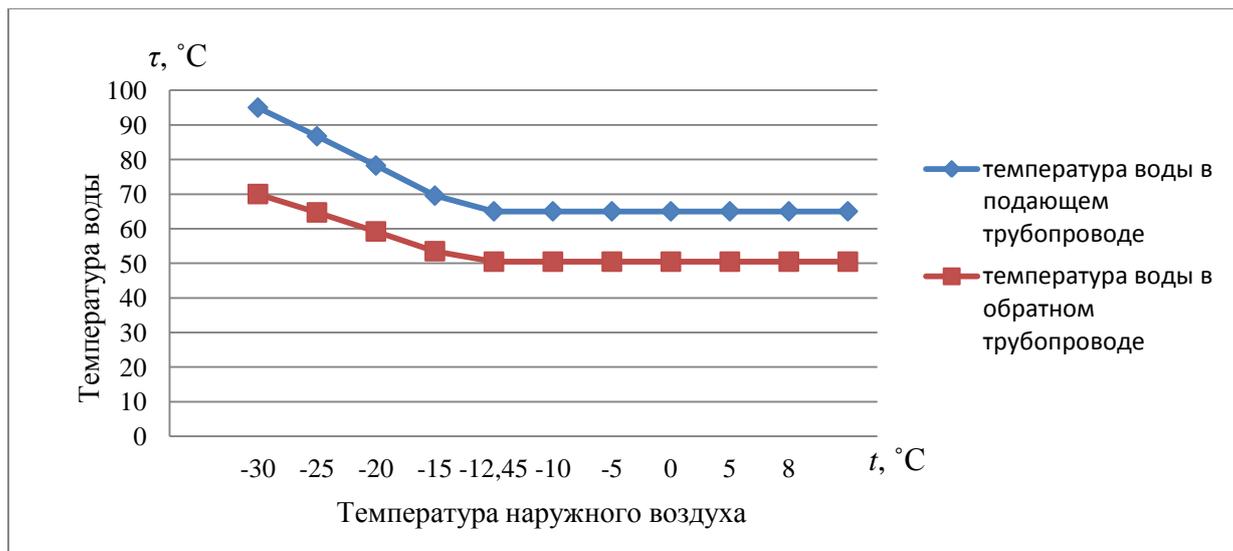


Рисунок 4.2 – Температурный график

Подрезка графика дается при температуре 65 °С, так как температура ГВС не может быть ниже данной температуры в системах теплоснабжения. В таком случае определим температуры по графику: $t_{\text{ни}} = -12,45 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{нг}} = -23 \text{ }^\circ\text{C}$, $\tau_{01}'' = 65 \text{ }^\circ\text{C}$, $\tau_{02}'' = 50,45 \text{ }^\circ\text{C}$.

4.2 Расчет тепловой схемы отопительной котельной

Отопительные котельные обеспечивают коммунально-бытовых потребителей тепловой энергией в виде горячей воды для целей отопления, вентиляции и ГВС. Тепловая мощность отопительной котельной зависит от температуры наружного воздуха и режимов потребления на ГВС.

Водогрейные котельные агрегаты осуществляют непосредственный подогрев сетевой воды, благодаря чему капитальные затраты на водогрейные котельные агрегаты и вспомогательное оборудование ниже, чем при использовании паровых КА низкого давления, а тепловые схемы проще.

Для тепловой схемы отопительной котельной с закрытой системой теплоснабжения характерны малые расходы подпиточной воды.

Расчет водогрейной части котельной ведется при трех режимах:

- максимально-зимний;
- режим наиболее холодного месяца;
- летний.

Расчет проводится согласно [28].

Проведем расчет принципиальной тепловой схемы отопительной схемы для закрытой системы теплоснабжения при максимально-зимнем режиме наружного воздуха.

Расход воды на подпитку и потери в тепловой схеме определяем по формуле (4.19):

$$Q_{\text{CH}} = 0,02 \cdot Q_{\text{T}}, \quad (4.19)$$

где Q_{T} – суммарная тепловая нагрузка на отопление, вентиляцию и ГВС.

$$Q_{\text{CH}} = 0,02 \cdot 3,541 = 0,071 \text{ МВт.}$$

Общую тепловую мощность котельной находим по формуле (4.20):

$$Q_{\text{K}} = Q_0 + Q_{\text{B}} + Q_{\text{ГВС}} + Q_{\text{CH}}, \quad (4.20)$$

$$Q_{\text{K}} = 3,092 + 0 + 0,449 + 0,071 = 3,612 \text{ МВт.}$$

Расход воды через котельный агрегат определим по формуле (4.21):

$$G_{\text{K}} = \frac{Q_{\text{K}}}{c_{\text{B}} \cdot (\tau_{01} - \tau_{02})}, \quad (4.21)$$

$$G_{\text{K}} = \frac{3,612 \cdot 10^6}{4,19 \cdot 10^3 \cdot (100 - 75)} = 34,48 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Температуру воды на выходе из котла определим по формуле (4.22):

$$t'_{\text{K}} = t'_{02} + \frac{Q_{\text{K}}}{c_{\text{B}} \cdot G_{\text{K}}}, \quad (4.22)$$

					13.03.01.2018.065.19 ПЗ	лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		24

$$t'_k = 75 + \frac{3,612 \cdot 10^6}{4,19 \cdot 10^3 \cdot 34,48} = 100^\circ\text{C}.$$

Расход воды на собственные нужды находим по формуле (4.23):

$$G_{\text{сн}} = \frac{Q_{\text{сн}}}{c_{\text{в}} \cdot (t''_k - t'_k)}, \quad (4.23)$$

$$G_{\text{сн}} = \frac{0,071 \cdot 10^6}{4,19 \cdot 10^3 \cdot (100 - 75)} = 0,678 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Расход воды на линии рециркуляции определим по формуле (4.24):

$$G_{\text{рец}} = \frac{G_k \cdot (t'_k - \tau'_{02})}{c_{\text{в}} \cdot (t''_k - \tau'_{02})}, \quad (4.24)$$

Так как $t'_k = \tau'_{02} = 75^\circ\text{C}$, то $G_{\text{рец}} = 0$.

Расход воды по перемычке определяется по формуле (4.25):

$$G_{\text{пм}} = \frac{G_c \cdot (t''_k - \tau'_{01})}{c_{\text{в}} \cdot (t'_k - \tau'_{02})}, \quad (4.25)$$

Так как $t''_k = \tau'_{01} = 100^\circ\text{C}$, то $G_{\text{пм}} = 0$.

Расход сетевой воды находим по формуле (4.26):

$$G_c = \frac{Q_c}{c_{\text{в}} \cdot (\tau_{01} - \tau_{02})}, \quad (4.26)$$

$$G_c = \frac{3,54 \cdot 10^6}{4,19 \cdot 10^3 \cdot (100 - 75)} = 33,79 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Расход подпиточной воды находим по формуле (4.27):

$$G_{\text{подп}} = 0,03 \cdot G_c, \quad (4.27)$$

$$G_{\text{подп}} = 0,03 \cdot 33,79 = 1,014 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход исходной воды ($G_{\text{хво}} = G_{\text{подп}}$) определим по формуле (4.28):

$$G_{\text{исх}} = 1,15 \cdot G_{\text{хво}}, \quad (4.28)$$

$$G_{\text{исх}} = 1,15 \cdot 1,014 = 1,166 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расчетный расход воды через котельный агрегат находим по формуле (4.29):

$$G_{\text{к}}^{\text{р}} = \frac{(Q_0 + Q_{\text{в}} + Q_{\text{ГВС}})}{c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{к}}'' - t_{\text{к}}')}, \quad (4.29)$$

$$G_{\text{к}}^{\text{р}} = \frac{(3,092 + 0 + 0,449) \cdot 10^6}{4,19 \cdot 10^3 \cdot (100 - 75)} = 33,81 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Погрешность расчета определяется по формуле (4.30):

$$\Delta = \frac{G_{\text{к}}^{\text{р}} - G_{\text{к}}}{G_{\text{к}}^{\text{р}}} \cdot 100\%, \quad (4.30)$$

$$\Delta = \frac{33,81 - 34,48}{33,81} \cdot 100 = 1,98\% \leq 2\% .$$

$$\Delta = \frac{33,81 - 34,48}{33,81} \cdot 100 = 1,98\% \leq 2\%, \text{ расчет можно считать окончанным.}$$

Аналогично рассчитаем принципиальную тепловую схему отопительной схемы для закрытой системы теплоснабжения при режиме наиболее холодного месяца и летнего режима. Результаты сведем в таблицу 4.5.

Таблица 4.5 – Расчет принципиальной тепловой схемы котельной

Расчетная величина	Обозначение	Размерность	Расчетная формула	Расчетные режимы		
				$t_{\text{н.о}} = -31^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{нхм}} = -15^{\circ}\text{C}$	$t_{+8} = +8^{\circ}\text{C}$
Суммарная мощность	$Q_{\text{см}}$	МВт	$Q_0 + Q_{\text{в}} + Q_{\text{ГВС}}$	3,541	2,61	1,19

Продолжение таблицы 4.5

Расчетная величина	Обозначение	Размерность	Расчетная формула	Расчетные режимы		
				$t_{н.о} = -31^{\circ}\text{C}$	$t_{нхм} = -15^{\circ}\text{C}$	$t_{+8} = +8^{\circ}\text{C}$
Расход воды на подпитку и потери	$Q_{сн}$	МВт	$0,015 \cdot Q_{сн}$	0,071	0,0522	0,0238
Общая тепловая мощность котельной	$Q_{к}$	МВт	$Q_0 + Q_{в} + Q_{сн}$	3,612	2,661	1,213
Расход воды через котельный агрегат	$G_{к}$	кг/с	$\frac{Q_{к}^{т.н.о}}{\delta t \cdot c_{в}}$	34,48	25,4	11,58
Температура воды на выходе из котла	$t_{к}''$	$^{\circ}\text{C}$	$t_{к}' + \frac{Q_{к}}{G_{к} \cdot c_{в}}$	100	100	100
Расход воды на собственные нужды	$G_{сн}$	кг/с	$\frac{Q_{сн}}{(t_{к}'' - t_{к}') \cdot 4,19}$	0,678	0,498	0,227
Расход воды на линии рециркуляции	$G_{рц}$	кг/с	$\frac{G_{к}(t_{к}' - \tau_{02})}{(t_{к}'' - \tau_{02})}$	0	0	0
Расход воды по перемычке	$G_{пм}$	кг/с	$\frac{G_{с}^{подп}(t_{к}'' - \tau_{01})}{(t_{к}'' - \tau_{02})}$	0	0	0
Расход сетевой воды	$G_{с}$	кг/с	$G_{с} + Q_{подп} + Q_{сн}$	33,79	24,92	11,36
Расход воды на подпитку	$G_{подп}$	кг/с	$0,02 \cdot G_{с}$	1,014	0,748	0,34
Расчет воды на ХВО	$G_{хво}$	кг/с	$G_{хво} = G_{подп}$	1,014	0,748	0,34
Расход исходной воды	$G_{исх}$	кг/с	$1,15 \cdot G_{хво}$	1,166	0,86	0,39
Расчетный расход воды через котельный агрегат	$G_{к}^p$	кг/с	$\frac{G_{см} \cdot 10^3}{(t_{к}'' - t_{к}') \cdot 4,19}$	33,81	24,916	11,587
Погрешность расчета	Δ	%	$\frac{G_{к}^p - G_{к}}{G_{к}^p}$	1,98	1,94	0,064

4.3 Тепловой расчет котла

Для покрытия суммарной тепловой нагрузки жилого микрорайона «Водстрой» были выбраны два стальных котла Logano SK755 фирмы «Buderus» (Германия) теплопроизводительностью 1850кВт каждый. Котлы комплектуются газовыми горелками CIB Unigas HR75A(320 – 2300 кВт).

Целью теплового поверочного расчета является определение температуры воды, воздуха и продуктов сгорания на границах между поверхностями нагрева на выходе из котла, КПД котла, расход топлива.

Тепловой расчет выполнен в соответствии с [33], [35].

Исходные данные:

$Q_k = 1850$ кВт - теплопроизводительность котла; Q_k

$P = 0,6$ МПа - давление воды на выходе из котла;

$t_1 = 115$ °С - температура прямой воды;

$t_2 = 70$ °С - температура обратной воды;

$t_{yx} = 195$ °С - температура уходящих дымовых газов на выходе из котла;

$t_{хв} = 12$ °С - температура «холодного» воздуха.

Вид топлива - природный газ.

Топливом для котлов служит природный газ газопровода Бухара - Урал.

Характеристики топлива взяты из [35] и сведены в таблицу 4.6.

Таблица 4.6 – Характеристика топлива

CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	N ₂	CO ₂	$Q_{н}^p$, МДж/м ³
94,9%	3,2%	0,4%	0,1%	0,1%	0,9%	0,4%	33,47

4.3.1 Расчет теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания

При сжигании топлива в топке котла в качестве окислителя используется воздух. Зная количество воздуха необходимого для горения 1 м³ каждого горючего газа, входящего в газообразное топливо, можно определить теоретическое общее количество воздуха, необходимое для горения всех горючих элементов. Теоретическое количество воздуха, необходимое для полного сгорания 1 м³ газообразного топлива, зависит от его химического состава. Расчеты, связанные с горением газа, ведутся на 1 м³ горючего газа при нормальных условиях (нм³).

Теоретическое количество воздуха при сжигании 1 нм³ сухого газообразного топлива определим по формуле (4.3.1):

$$V^0 = 0,0476 \left[0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right], \quad (4.3.1)$$

где CO_2 , H_2 , H_2S , C_mH_n , O_2 – составляющие газообразного топлива, % [исходные данные];

$$V^0 = 0,0476 \cdot [0,5 \cdot 0 + 0 + 0 + (1 + \frac{4}{4}) \cdot 94,9 + (2 + \frac{6}{4}) \cdot 3,2 + (3 + \frac{8}{4}) \cdot 0,4 + (4 + \frac{10}{4}) \cdot 0,1 + (5 + \frac{12}{4}) \cdot 0,1 - 0] = 9,732 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}.$$

Продукты сгорания топлива содержат продукты полного сгорания горючих компонентов топлива: оксид углерода, водяной пар, а также водяной пар, принесенный с влагой воздуха и образовавшийся в результате испарения влаги топлива; азот воздуха и азот, образовавшийся из азотистых соединений топлива; избыточное количество воздуха, введенного в топочный объем и не участвующего в горении. При неполном сгорании топлива в продуктах сгорания возможно присутствие оксида углерода, водорода, метана и непредельных углеводородов, концентрацию которых определяют анализом продуктов сгорания. Обычно содержание этих веществ не превышает 0,5–1,0 %, и в расчетах объема продуктов сгорания их не учитывают.

Потери же энергетического потенциала топлив за счет его неполного сгорания учитывают при составлении теплового баланса котла.

Теоретический объем водяных паров найдем по формуле (4.3.2):

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01[\text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + \sum(\frac{n}{2})\text{C}_m\text{H}_n + 0,124d_\Gamma] + 0,0161W_{\text{B}}^0, \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (4.3.2)$$

где $d_\Gamma = 10 \frac{\Gamma}{\text{м}^3}$ – влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к 1 м^3 сухого газа;

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01 \cdot [0 + 0 + (\frac{4}{2} \cdot 94,9) + (\frac{6}{2} \cdot 3,2) + (\frac{8}{2} \cdot 0,4) + (\frac{10}{2} \cdot 0,1) + (\frac{12}{2} \cdot 0,1) + 0,124 \cdot 10] + 0,0161 \cdot 9,732 = 2,19 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретический объем азота определим по формуле (4.3.3):

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79V_{\text{B}}^0 + \frac{\text{N}_2}{100}, \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (4.3.3)$$

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 \cdot 9,732 + \frac{0,9}{100} = 7,697 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Объем трехатомных газов найдем по формуле (4.3.4):

$$V_{\text{RO}_2}^0 = 0,01(\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum mC_m\text{H}_n), \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (4.3.4)$$

$$V_{\text{RO}_2}^0 = 0,01 \cdot (0,4 + 0 + 0 + 1 \cdot 94,9 + 2 \cdot 3,2 + 3 \cdot 0,4 + 4 \cdot 0,1 + 5 \cdot 0,1) = 1,038 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Коэффициент избытка воздуха принимаем $\alpha = 1,1$. Котел считается газоплотным, следовательно, коэффициент избытка воздуха по всему объему котла остается постоянным. Определим объем двухатомных газов и водяных паров по формулам.

Действительный объем водяных паров определим по формуле (4.3.5):

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V^0, \quad (4.3.5)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 2,19 + 0,0161 \cdot (1,1 - 1) \cdot 9,732 = 2,206, \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

где V^0 – теоретическое количество воздуха;

V_r – действительный объем дымовых газов в поверхности нагрева.

Суммарный объем дымовых газов (4.3.6):

$$V_r = V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{RO}_2}^0 + V_{\text{N}_2}^0 + (\alpha - 1) \cdot V^0, \quad (4.3.6)$$

$$V_r = 2,206 + 7,697 + 1,038 + (1,1 - 1) \cdot 9,732 = 11,91 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Объемные доли водяных паров найдем по формуле (4.3.7):

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_r}, \quad (4.3.7)$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2,206}{11,91} = 0,185.$$

Объемные доли водяных паров определим по формуле (4.3.8):

$$r_{\text{RO}_2} = \frac{V_{\text{RO}_2}}{V_r}, \quad (4.3.8)$$

$$r_{\text{RO}_2} = \frac{1,038}{11,91} = 0,087.$$

Суммарные доли находим по формуле (4.3.9):

$$r_{\Pi} = r_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{R}_2\text{O}}, \quad (4.3.9)$$

$$r_{\Pi} = 0,185 + 0,087 = 0,272.$$

Сведем расчеты в таблицу 4.7.

Таблица 4.7 – Коэффициенты расходов воздуха, объемы продуктов сгорания топлива и их относительные величины

Наименование величин	Обозначение	Размерность	Поверхность нагрева котла
			Топка, поворотная камера и пучки дымогарных труб
Коэффициент расхода воздуха	α	-	1,1
Действительный объем водяных паров	$V_{\text{H}_2\text{O}}$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	2,206
Действительный объем продуктов сгорания	V_{Γ}	$\text{м}^3/\text{м}^3$	11,914
Объемная доля водяных паров в продуктах сгорания	$r_{\text{H}_2\text{O}}$	-	0,185
Объемная доля трехатомных газов в продуктах сгорания	r_{RO_2}	-	0,087
Суммарная доля водяных паров и трехатомных газов	r_{Π}	-	0,272

4.3.2 Расчет энтальпий продуктов сгорания газа и воздуха

Теплосодержание продуктов сгорания I_{Γ} , кДж/м³. Данные таблиц или расчета теоретических энтальпий при постоянном значении коэффициента расхода воздуха заносим в таблицу 4.8.

В общем случае определим по формуле (4.3.10) и (4.3.11):

$$I_{\Gamma} = I_{\Gamma}^0 + I_{\text{B}}^0 \cdot (\alpha - 1), \quad (4.3.10)$$

$$I_{\Gamma}^0 = \sum_{i=1}^1 V_i^0 (c \cdot \vartheta)_i = (V_{\text{RO}_2}^0 \cdot c_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2}^0 \cdot c_{\text{N}_2}) \cdot \vartheta, \quad (4.3.11)$$

где I_{Γ}^0 и I_{B}^0 – теоретические теплосодержание газов и воздуха, принимаются из таблицы 4.9;

ϑ – температура газов, °С;

$c_{\text{RO}_2}, c_{\text{H}_2\text{O}}, c_{\text{N}_2}, c_{\text{B}}$ – объемные теплоемкости трехатомных газов, водяных паров, азота и холодного воздуха (при температуре t_{XB}) и постоянном давлении (равном атмосферному), кДж/(м³ · К).

Теплосодержание воздуха найдем по формуле (4.3.12), кДж/м³:

$$I_{\text{B}}^0 = V^0 \cdot c_{\text{B}} \cdot \vartheta, \quad (4.3.12)$$

Значение теплосодержаний в зависимости от температуры в поверхностях нагрева топки и дымогарных труб одинаково.

Таблица 4.8 – Энтальпии воздуха и продуктов сгорания, кДж/м³

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$I_{\Gamma}^0, \text{кДж/м}^3$	$I_{\text{B}}^0, \text{кДж/м}^3$	$I_{\Gamma}, \text{кДж/м}^3$ при $\alpha = 1,1$
100	1509,23	1291,41	1638,37
200	3048,42	2598,40	3308,26
300	4631,07	3921,92	5023,27
400	6248,27	5274,65	6775,73
600	9619,26	8077,41	10427,00
800	13150,08	10987,22	14248,81
1000	16831,20	13994,36	18230,64
1100	18705,57	15522,25	20257,80
1200	20613,12	17069,61	22320,08
1400	24430,05	20203,26	26450,38
1600	28375,00	23385,56	30713,55
1800	32393,13	26587,33	35051,86
2000	36448,35	29837,76	39432,12
2100	38495,63	31472,71	41642,90
2200	40547,30	33107,65	43858,06

4.3.3 Тепловой баланс котла

Составление теплового баланса котла заключается в установлении равенства между поступившим в котел количества тепла, называемым располагаемым теплом Q_p^r , и суммой полезно использованного тепла Q_1 и тепловых потерь Q_2 , Q_3 и Q_5 . На основании теплового баланса вычисляются КПД и необходимый расход топлива при сжигании 1 кг жидкого или 1 м³ газообразного топлива при 0 и 760 мм рт.ст.

Уравнение теплового баланса в удельных величинах (4.3.13), %, будет иметь вид:

$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_5), \quad (4.3.13)$$

где η – коэффициент полезного действия (КПД) котла, %;

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

Для газа Q_p^r , кДж/м³ (4.3.14), принимают:

$$Q_p^r = Q_i^d, \quad (4.3.14)$$

$$Q_p^r = 33472 \text{ кДж/м}^3.$$

где Q_i^d – низшая теплота сгорания газообразного топлива на сухую массу, кДж/м³.

Температура уходящих газов (по паспорту котла):

$$t_{yx} = 195 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Энтальпия уходящих газов (из таблицы 4.8):

$$I_{yx} = 2980 \text{ кДж/м}^3.$$

Температура холодного воздуха:

$$t_{xb} = 12 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Энтальпию холодного воздуха находим по формуле (4.3.15):

$$I_{xb} = V^0 \cdot (c\vartheta)_b, \quad (4.3.15)$$

где $V^0 = 9,732 \frac{\text{нм}^3}{\text{нм}^3}$ – теоретическое количество воздуха при сжигании 1м^3 газа;

$(ct)_{\text{хв}} = 14,15 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$ – удельная объемная энтальпия холодного воздуха;

$$I_{\text{хв}} = 9,732 \cdot 14,15 = 137,77 \text{ кДж/нм}^3.$$

Потери тепла от химического недожога. (По нормативным документам допустимое содержание оксида углерода (СО) при сжигании природного газа в дутьевых горелках – 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 q_2 (4.3.16) зависят от температуры газов, покидающих котел:

$$q_2 = \frac{(I_{\text{yx}} - \alpha \cdot I_{\text{хв}}) \cdot 100}{Q_P^r}, \quad (4.3.16)$$

$$q_2 = \frac{(2980 - 1,1 \cdot 137,77) \cdot 100}{33472} = 8,45\%.$$

где I_{yx} – энтальпия уходящих газов, кДж/м^3 , определяется интерполированием по табл.4.9 при температуре уходящих газов;

$I_{\text{хв}}$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/м^3 , определяется по табл. 4.8;

α – коэффициент расхода воздуха (постоянный по длине котла);

Q_P^r – располагаемое тепло топлива на рабочую массу, кДж/м^3 .

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

После расчета всех удельных потерь по обратному балансу тепла определяется коэффициент полезного действия (КПД) по формуле (4.3.13).

$$\eta = 100 - (8,45 + 0 + 0,5) = 91,05\%.$$

Расход топлива, $\text{м}^3/\text{с}$, на водогрейный котел определяется по формуле (4.3.17):

$$B = \frac{G_c \cdot c \cdot (t_1 - t_2)}{Q_P^r \cdot \eta}, \quad (4.3.17)$$

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

c – теплоемкость воды, кДж/(кг · К);

t_1 и t_2 – температуры прямой и обратной воды, °С.

Найдем расход сетевой воды через котел G_c , кг/с по формуле (4.3.18):

$$G_c = \frac{N_k}{c \cdot (t_2 - t_1)}, \quad (4.3.18)$$

$$G_c = \frac{1850}{4,19 \cdot (115 - 70)} = 9,8 \text{ кг/с.}$$

Теперь определим расход топлива по формуле (4.3.17):

$$B = \frac{9,8 \cdot 4,187 \cdot (115 - 70)}{33472 \cdot 0,91} = 0,061 \text{ м}^3/\text{с.}$$

4.3.4 Расчет топочной камеры

В жаротрубных дымогарных котлах основными геометрическими параметрами являются диаметр камеры сгорания, длина топки, объем топки и размеры переходной области при входе дымовых газов в дымогарные трубы.

Тепло, воспринятое жаровой трубой (топкой) по уравнениям теплообмена, кДж/м³ находим по формуле (4.3.19):

$$Q_T = Q_{\text{л}} + Q_{\text{к}}. \quad (4.3.19)$$

Лучистое тепло, воспринятое топкой, кДж/м³ находим по формуле (4.3.20):

$$Q_{\text{л}} = \sigma_0 \cdot \frac{\alpha_{\text{к}} \cdot N_{\text{л}}}{B} \cdot (T_{\text{Ф}}^4 - T_3^4), \quad (4.3.20)$$

где σ_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела;

$$\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-11}, \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4);$$

$\alpha_{\text{к}}$ – приведенная степень черноты камеры;

$N_{\text{л}}$ – лучевоспринимающая поверхность стен топочной камеры, м², считается по формуле $N_{\text{л}} = N \cdot x$, для жаровой трубы $x = 1$ (где N – геометрическая площадь), м²;

$T_{\text{Ф}}^4$ – эффективная температура топочной среды, °С;

T_3 – температура наружного слоя лучевоспринимающей поверхности, °С;

B – расход топлива, м³/с.

Эффективная температура топочной среды, K , определяется по формуле (4.3.21):

$$T_{\phi} = 0,925\sqrt{T_a \cdot T_T''}, \quad (4.3.21)$$

где T_a – адиабатическая температура горения ($T_a = \mathcal{G}_a + 273$), К;

T_T'' – предварительно задаваемая температура газов на выходе из топки ($T_T'' = \mathcal{G}_T'' + 273$), К.

\mathcal{G}_T'' принимается в зависимости от теплопроизводительности котла, при номинальном значении. При сжигании газообразного топлива или мазута $\mathcal{G}_T'' = 1200 - 1300^{\circ}\text{C}$.

Принимаем $\mathcal{G}_T'' = 1245^{\circ}\text{C}$, тогда $T_T'' = 1220 + 273 = 1493\text{K}$.

Температура наружного слоя (загрязнения) лучевоспринимающей поверхности, К определим по формул (4.3.22):

$$T_3 = T_{\text{cp}} + \frac{(\varepsilon + 1/\alpha_2) \cdot B \cdot Q_{\text{л}}}{H_{\text{л}}}, \quad (4.3.22)$$

$$T_3 = T_{\text{cp}} = 365,5\text{ K},$$

где ε – тепловое сопротивление загрязняющего слоя на наружной поверхности трубы, (м² · К)/Вт, принимаем $\varepsilon = 0$;

α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к среде, Вт/(м² · К), $1/\alpha_2 \Rightarrow 0$ и в формуле (4.20) для топочной камеры не учитывается;

T_{cp} – средняя температура среды, К;

$$T_{\text{cp}} = \frac{(t_1 + t_2)}{2} + 273,$$

$$T_{\text{cp}} = \frac{(115 + 70)}{2} + 273 = 365,5\text{ K}.$$

Адиабатическая температура горения $\mathcal{G}_a, ^{\circ}\text{C}$, ($T_a = \mathcal{G}_a + 273, \text{K}$) определяется интерполяцией (табл. 4.8) по величине полезного тепловыделения в топке Q_T по формуле (4.3.23).

$$Q_T = Q_H^p \cdot \frac{100 - q_3}{100} + Q_B, \quad (4.3.23)$$

где q_3 – потери тепла от химической неполноты сгорания топлива, %;
 Q_B – физическое тепло воздуха, кДж/м³ находим по формуле (4.3.24):

$$Q_B = (c \cdot \vartheta)_{x.B} \cdot \alpha \cdot V_0; \quad (4.3.24)$$

$$Q_B = 14,5 \cdot 1,1 \cdot 9,732 = 155,4 \text{ кДж/м}^3.$$

$(c \cdot \vartheta)_{x.B}$ – теплоемкость холодного воздуха подаваемого на горение в топку при t_{xB} , кДж/м³.

Тепловыделение в топке определим по формуле (4.3.23), кДж/м³:

$$Q_T = 33472 \cdot \frac{100 - 0}{100} + 155,4 = 33627,4 \text{ кДж/м}^3.$$

Теперь определим адиабатическую температуру горения по тепловыделению в топке по формуле (4.3.25):

$$T_a = \vartheta_a + 273, \quad (4.3.25)$$

$$T_a = 1734 + 273 = 2007 \text{ К}.$$

Определим эффективную температуру топочной среды по формуле (4.3.20):

$$T_\phi = 0,925 \sqrt{2007 \cdot 1493} = 1601,2 \text{ К}.$$

Приведенную степень черноты топочной камеры определим по формуле (4.3.26):

$$a_k = \frac{1}{\frac{1}{a_l} + \chi \left(\frac{1}{a_\phi} - 1 \right)}, \quad (4.3.26)$$

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

χ – степень экранирования топочной камеры (4.3.27);

$$\chi = \frac{H_{\text{л}}}{F_{\text{ст}}}; \quad (4.3.27)$$

$F_{\text{ст}}$ – суммарная площадь стен поверхности топки, м² (4.3.28);

$$F_{\text{ст}} = \pi D_{\text{T}} L_{\text{T}} + \frac{\pi D_{\text{T}}^2}{2}; \quad (4.3.28)$$

Найдем суммарную площадь стен поверхности топки по формуле (4.3.28):

$$F_{\text{ст}} = 3,14 \cdot 0,86 \cdot 2,52 + \frac{3,14 \cdot 0,86^2}{2} = 7,97 \text{ м}^2.$$

Далее определим степень экранирования топочной камеры по формуле (4.3.27):

$$\chi = \frac{6,8}{7,97} = 0,854.$$

Эффективная степень черноты факела $a_{\text{ф}}$ (4.3.29):

$$a_{\text{ф}} = m a_{\text{св}} + (1 - m) a_{\text{T}}, \quad (4.3.29)$$

где a_{T} – степень черноты газовой (несветящейся) части факела;

m – коэффициент заполнения топки светящейся частью факела:

а) при сжигании природного газа $m=0,6$.

Видимое тепловое напряжение топочного объема считается по формуле (4.3.30), кВт/м³:

$$q_{\text{v}} = \frac{B \cdot Q_{\text{H}}^p}{V_{\text{T}}}, \quad (4.3.30)$$

где V_{T} – объем топочной камеры, м³ определим по формуле (4.3.31):

$$V_{\text{T}} = \frac{\pi L_{\text{T}} D_{\text{T}}^2}{4}, \quad (4.3.31)$$

$$V_T = \frac{3,14 \cdot 2,52 \cdot 0,86^2}{4} = 1,463 \text{ м}^3;$$

D_T – внутренний диаметр топочной камеры, м.

Определим видимое напряжение топочного объема по формуле (4.3.30):

$$q_v = \frac{0,061 \cdot 33472}{1,463} = 1395,62 \text{ кВт/м}^3.$$

Степень черноты светящейся части факела (4.3.32):

$$a_{cb} = 1 - e^{-k_{cb} p s}, \quad (4.3.32)$$

где k_{cb} – коэффициент ослабления лучей светящейся частью факела, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ рассчитывается по температуре и составу газов на выходе из топки (при его определении учитывается излучение водяных паров и трехатомных газов RO_2 , H_2O и взвешенных в их потоке частиц сажи) и определяется по формуле (4.3.33):

$$k_{cb} = k_r^o r_{\Pi} + k_c. \quad (4.3.33)$$

Коэффициент ослабления лучей газовой средой, k_r^o , $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$, определяется по формуле (4.3.34):

$$k = k_r^o r_{\Pi} = \left(\frac{7,8 + 16 r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{10 p r_{\Pi} s_T}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot T_T'' \right) \cdot r_{\Pi}, \quad (4.3.34)$$

$$k = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,185}{\sqrt{10 \cdot 0,1 \cdot 0,272 \cdot 0,661}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot 1493 \right) \cdot 0,272 = 2,97 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}},$$

где k_c – коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$, считается по формуле (4.3.31);

r_{Π} – суммарная доля водяных паров и трехатомных газов;

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

Коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами считается по формуле (4.3.35), $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$:

									лист
									39
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2018.065.19 ПЗ				

$$k_c = \frac{1,2}{1 + \alpha^2} \left(\frac{C^p}{H^p} \right)^{0,4} (1,6 \cdot 10^{-3} T_T'' - 0,5), \quad (4.3.35)$$

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

При сжигании газа находим соотношение по формуле (4.3.36):

$$\frac{C^p}{H^p} = 0,12 \sum \frac{m}{n} C_m H_n, \quad (4.3.36)$$

$$\frac{C^p}{H^p} = 0,12 \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot 94,9 + \frac{2}{6} \cdot 3,2 + \frac{3}{8} \cdot 0,4 + \frac{4}{10} \cdot 0,1 + \frac{5}{12} \cdot 0,1 \right) = 3,002,$$

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

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

Теперь определим коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами по формуле (4.3.35):

$$k_c = \frac{1,2}{1 + 1,1^2} \cdot 3,002^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1493 - 0,5) = 1,592 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}.$$

Далее найдем коэффициент ослабления лучей светящейся частью факела по формуле (4.3.33):

$$k_{cb} = 2,97 + 1,592 = 4,562 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}.$$

Далее рассчитаем степень черноты светящейся части факела по формуле (4.3.32):

$$a_{cb} = 1 - e^{-4,562 \cdot 0,1 \cdot 0,661} = 0,26.$$

Эффективная толщина излучающего слоя топки s , м, определяется по формуле (4.3.37):

$$s = \frac{3,6 \cdot V_T}{F_{ct}}, \quad (4.3.37)$$

$$s = \frac{3,6 \cdot 1,463}{7,97} = 0,661 \text{ м.}$$

Степень черноты несветящейся части факела определяется по формуле (4.3.38):

$$a_r = 1 - e^{-kps}, \quad (4.3.38)$$

где k – коэффициент ослабления лучей несветящейся частью факела, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ находим по формуле (4.3.39):

$$k = k_r^o r_{II}, \quad (4.3.39)$$

$$k = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,185}{\sqrt{10 \cdot 0,1 \cdot 0,272 \cdot 0,661}} - 1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot 1493) \cdot 0,272 = 2,97 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}.$$

Теперь найдем степень черноты несветящейся части факела по формуле (4.3.38):

$$a_r = 1 - e^{-2,97 \cdot 0,1 \cdot 0,661} = 0,178.$$

Далее определим эффективная степень черноты факела α_ϕ по формуле (4.3.29):

$$a_\phi = 0,6 \cdot 0,26 + (1 - 0,6) \cdot 0,178 = 0,227.$$

Определим приведенную степень черноты топочной камеры по формуле (4.3.26):

$$a_k = \frac{1}{\frac{1}{0,88} + 0,854 \cdot \left(\frac{1}{0,227} - 1 \right)} = 0,248.$$

Далее найдем лучистое тепло, воспринятое топкой по формуле (4.3.20):

$$Q_{\text{л}} = 5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \frac{0,248 \cdot 6,8}{0,061} \cdot (1601,2^4 - 365,5^4) = 10342,92 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Конвективное количество тепла, воспринятое топочной камерой, кДж/м³, определяется по формуле (4.3.40):

$$Q_k = \frac{\alpha_k^T \cdot H(T_\phi - T_3)}{B}, \quad (4.3.40)$$

где H – поверхность нагрева топочной камеры, м²;

α_k^T – коэффициент теплоотдачи конвекцией в топке, Вт/(м² · К), определяется по формуле (4.3.41) для продольного течения газов внутри трубы:

$$\alpha_k^T = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{D_T} \left(\frac{\varpi D_T}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4}, \quad (4.3.41)$$

$$\alpha_k^T = 0,023 \cdot \frac{0,1624}{0,86} \left(\frac{7,29 \cdot 0,86}{307 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,52^{0,4} = 9,38 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

где λ, ν, ϖ – коэффициенты теплопроводности, Вт/(м · К); кинематической вязкости, м²/с, и скорости дымовых газов, м/с;

Pr – критерий Прандтля;

λ, ν, ϖ и Pr принимаются для среднего состава дымовых газов при давлении равном 101,3 кПа при температуре $\vartheta_\phi = 1328$ °С;

D_T – диаметр жаровой трубы, м.

Определим конвективное количество тепла, воспринятое топочной камерой по формуле (4.3.40):

$$Q_k = \frac{9,38 \cdot 6,8(1601,2 - 365,5)}{0,061} = 423,7 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Скорость газов в жаровой трубе, м/с определим по формуле (4.3.42):

$$\varpi = \frac{B \cdot V_\Gamma \cdot T_\phi}{F \cdot 273}, \quad (4.3.42)$$

$$\varpi = \frac{0,061 \cdot 11,914 \cdot 1601,2}{0,58 \cdot 273} = 7,29 \text{ м/с},$$

где V_Γ – объем дымовых газов, м³/м³, принимается по табл.4.7;

										лист
										42
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2018.065.19 ПЗ					

F – площадь сечения жаровой трубы, м^2 , $F = \frac{\pi D_{\text{т}}^2}{4}$.

Тепловосприятие топки излучением и конвекцией окончательно считается по формуле (4.3.19).

$$Q_{\text{т}} = 10342,92 + 423,7 = 10766,64 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Тепловосприятие топки по балансу, $\text{кДж}/\text{м}^3$ найдем по формуле (4.3.43):

$$Q_{\text{б}} = \varphi \cdot (Q_{\text{т}} - I_{\text{т}}''), \quad (4.3.43)$$

$$Q_{\text{б}} = 0,9945 \cdot (10766,64 - 22733,1) = 10834,82 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Коэффициент сохранения тепла φ определяется по формуле (4.3.44):

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta + q_5}, \quad (4.3.44)$$

$$\varphi = 1 - \frac{0,5}{91,05 + 0,5} = 0,9945\%.$$

Невязку теплового баланса, % определим по формуле (4.3.45):

$$\Delta Q = \frac{(Q_{\text{б}} - Q_{\text{т}}) \cdot 100}{Q_{\text{т}}}; \quad (4.3.45)$$

$$\Delta Q = \frac{(10834,82 - 10766,64)}{10766,64} = 0,633\%,$$

$\Delta Q \leq 2\%$, расчет можно считать окончанным.

4.3.5 Расчет дымогарных труб второго хода дымовых газов

Геометрические параметры дымогарных труб второго хода, м:

n – количество труб, шт:

$n = 40$ шт;

d – внутренний диаметр дымогарных труб второго хода, м:

$d = 0,0242$ м;

L – длина дымогарных труб второго хода, м:

$$L = 2,72 \text{ м.}$$

Поверхность нагрева дымогарных труб второго хода, м^2 определим по формуле (4.3.46):

$$F_{\text{II}} = \pi d L n, \quad (4.3.46)$$

$$F_{\text{II}} = 3,14 \cdot 0,0242 \cdot 2,72 \cdot 40 = 82,67 \text{ м}^2.$$

Расчет уравнения баланса тепла, кДж/м^3 находим по формуле (4.3.47):

$$Q_6 = \varphi \cdot (I'_{2x} - I''_{2x}), \quad (4.3.47)$$

где I'_{2x} – теплосодержание дымовых газов на входе в дымогарные трубы (при температуре $\vartheta''_{\text{к}}$ и энтальпии газов на выходе из котла), кДж/м^3 ;

I''_{2x} – теплосодержание газов на выходе из второго хода дымогарных труб, кДж/м^3 .

Задаемся предварительно температурой дымовых газов на выходе из дымогарных труб второго хода ϑ''_{2x} , $^{\circ}\text{C}$.

Принимаем $\vartheta''_{2x} = 195 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Энтальпия газов на выходе из второго хода (по таблице 4.9) I''_{2x} , кДж/м^3 :

$$I''_{2x} = 2980 \text{ кДж/м}^3.$$

Из формулы (4.3.47) получим Q_6 :

$$Q_6 = 0,994 \cdot (22773 - 2980) = 19645,24 \text{ кДж/м}^3.$$

Расчет уравнения теплопередачи, кДж/м^3 произведем по формуле (4.3.48):

$$Q_{\text{T}} = \frac{k \cdot \Delta t \cdot H}{(B \cdot 10^3)}, \quad (4.3.48)$$

где k – коэффициент теплопередачи от дымовых газов к воде или пароводяной смеси (среде), определяется по формуле (4.3.58), $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{K})$;

Δt – температурный напор, определяется по формуле (4.3.52) $^{\circ}\text{C}$;

H – поверхность нагрева дымогарных труб, она дана в характеристике котла или считается по геометрическим параметрам, м^2 .

									лист
									44
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2018.065.19 ПЗ				

Для дымогарных труб в формуле (4.3.49) в качестве расчетной температуры потока принимается сумма средней температуры обогреваемой среды и температурного напора, °С:

$$\vartheta = \vartheta_{\text{ср}} + \Delta t, \quad (4.3.49)$$

где $\vartheta_{\text{ср}} = \frac{\vartheta_{\text{дт}}'' + \vartheta_{\text{к}}''}{2}$;

$\vartheta_{\text{дт}}'' = 1220 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура газов на выходе из второго хода дымогарных труб, °С.

Найдем $\vartheta_{\text{ср}}$, °С:

$$\vartheta_{\text{ср}} = \frac{1220 + 195}{2} = 707,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Эффективную толщину излучающего слоя, м определим по формуле (4.3.50):

$$S = 0,9 \cdot d, \quad (4.3.50)$$

$$S = 0,9 \cdot 0,0242 = 0,218 \text{ м}.$$

Теперь по формуле (4.3.51) находим коэффициент теплоотдачи излучением для незапыленного потока:

$$\alpha_{\text{л}} = a_{\text{н}} \cdot a \cdot C_{\Gamma}, \quad (4.3.51)$$

$$\alpha_{\text{л}} = 225 \cdot 0,172 \cdot 0,98 = 37,99.$$

По графику определяется $a_{\text{н}}$ при температуре загрязненной наружной стенки (t_3) и температуре газов (ϑ) в дымогарных трубах, затем с учетом степени черноты и поправки считается значение коэффициента теплоотдачи излучением $\alpha_{\text{л}}$.

Далее определим t_3 :

$$t_3 = 92,5 + 25 = 117,5 \text{ }^\circ\text{C},$$

где t_3 – температура кипения воды при заданном давлении, °С;

Δt_3 – поправка на загрязнение дымогарных труб: при сжигании газа $\Delta t_3 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Расчет температурного напора для водогрейного котла (Δt), °С произведем по формуле (4.3.52):

									лист
									45
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2018.065.19 ПЗ				

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\bar{6}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{6}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (4.3.52)$$

где $\Delta t_{\bar{6}} = \mathcal{G}' - t_1$;

$\Delta t_{\text{м}} = \mathcal{G}'' - t_2$;

t_1 и t_2 – температура прямой и обратной воды (на выходе и входе из котла), °С.

Найдем $\Delta t_{\bar{6}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$:

$$\Delta t_{\bar{6}} = 1220 - 115 = 1105 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{\text{м}} = 195 - 70 = 125 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Теперь находим температурный напор по формуле (4.3.52):

$$\Delta t = \frac{1105 - 125}{\ln \frac{1105}{125}} = 449,69 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Далее определим расчетную температуру по формуле (4.3.49):

$$\mathcal{G} = 707,5 + 449,69 = 1157,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Теперь определим скорость газов ϖ , м/с, в дымогарных трубах по формуле (4.3.53):

$$\varpi = \frac{B \cdot V_{\text{г}} \cdot (\mathcal{G} + 273)}{F \cdot 273}, \quad (4.3.53)$$

где $V_{\text{г}}$ – объем газов (по табл.4.8), м³/м³;

F – живое сечение дымогарных труб второго хода дымовых газов, м², рассчитывается по формуле (4.3.54):

$$F = \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \cdot n, \quad (4.3.54)$$

$$F = \left(\frac{3,14 \cdot 0,0242^2}{4} \right) \cdot 40 = 1,84 \text{ м}^2.$$

где n – количество труб;

$$\varpi = \frac{0,061 \cdot 11,91 \cdot (1157,2 + 273)}{1,84 \cdot 273} = 20,05 \text{ м/с}.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м²·К), определяется по формуле (4.3.55):

$$\alpha_{\text{к}}^{\text{т}} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \left(\frac{\varpi d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4}, \quad (4.3.55)$$

где λ, ν, ϖ – коэффициенты теплопроводности, Вт/(м·К); кинематической вязкости, м²/с, и скорости дымовых газов, м/с;

Pr – критерий Прандтля; λ, ν, ϖ и Pr принимаются для среднего состава дымовых газов при давлении равном 101,3 кПа при температуре $\vartheta = 1157,2$ °С;

d – внутренний диаметр дымогарных труб, м.

Зная скорость газов и параметры потока газов по формуле (4.3.55) определяем коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_{\text{к}}^{\text{т}}$:

$$\alpha_{\text{к}}^{\text{т}} = 0,023 \cdot \frac{0,1253}{0,0242} \cdot \left(\frac{20,05 \cdot 0,0242}{0,000211} \right)^{0,8} \cdot 0,56^{0,4} = 4,71.$$

Степень черноты определяется по формуле (4.3.56):

$$a = 1 - e^{-kps}, \quad (4.3.56)$$

Определим по формуле (4.3.57) kps :

$$kps = (k_{\text{г}}^{\circ} \cdot r_{\text{п}}) \cdot ps, \quad (4.3.57)$$

где $k_{\text{г}}^{\circ}$ – коэффициент ослабления лучей трехатомными газами, определяется в зависимости от $r_{\text{H}_2\text{O}}$, комплекса $10(r_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{RO}_2}) \cdot sp$ и средней температуры газов, 1/(м·МПа);

p – давление газов в дымогарных трубах котла, $p = 0,1 \text{ МПа}$;

$r_{\text{H}_2\text{O}}$ и r_{RO_2} – объемные доли водяных паров и трехатомных газов, принимаются по таблице 4.7;

Определим по формуле (4.3.58) коэффициент теплопередачи от дымовых газов к воде или пароводяной смеси (среде):

$$k = k_r^o r_{\text{п}} = \left(\frac{7,8 + 16r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{10 p r_{\text{п}} s_{\text{T}}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot T_{\text{T}}'' \right) \cdot r_{\text{п}}, \quad (4.3.58)$$

$$k = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,185}{\sqrt{10 \cdot 0,1 \cdot 0,272 \cdot 0,468}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot (195 + 273) \right) \cdot 0,272 = 8,68.$$

По формуле (4.3.54) определим степень черноты:

$$a = 1 - e^{(-8,68 \cdot 0,1 \cdot 0,218)} = 0,172.$$

Теперь рассчитаем коэффициент теплопередачи по формуле, Вт/(м²·К):

$$k = \psi \cdot (\alpha_{\kappa} + \alpha_{\lambda}), \quad (4.3.59)$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности, зависит от: топлива и средней температуры газов $\vartheta_{\text{cp}}^{\Gamma}$;

α_{κ}^{Γ} – коэффициент теплоотдачи конвекцией, определяется расчетом при продольном омывании дымовыми газами дымогарных труб по формуле (4.3.55), Вт/(м²·К);

α_{λ} – коэффициент теплоотдачи излучением трехатомных газов, Вт/(м²·К).

При $\vartheta_{\text{cp}}^{\Gamma} > 400^{\circ}\text{C}$ коэффициент тепловой эффективности $\psi = 0,75$.

По формуле (4.3.59) определим коэффициент теплопередачи:

$$k = 0,75 \cdot (37,99 + 4,71) = 32.$$

Теперь определим Q_{T} по формуле (4.3.48):

$$Q_{\text{T}} = \frac{32 \cdot 449,69 \cdot 82,67}{(0,061 \cdot 10^3)} = 19652,525 \text{ кДж/м}^3.$$

Невязку теплового баланса, % определим по формуле (4.3.60):

$$\Delta Q = \frac{(Q_{\delta} - Q_{\Gamma}) \cdot 100}{Q_{\Gamma}}, \quad (4.3.60)$$

$$\Delta Q = \left| \frac{(19645,24 - 19652,52) \cdot 100}{19652,52} \right| = 0,03\%.$$

$\Delta Q \leq 2\%$, расчет можно считать окончанным.

4.3.6 Составление поверочного теплового баланса

Тепловой баланс, кДж/м³, составляется по уравнению (4.3.61):

$$\frac{Q_p^r \cdot \eta}{100} = (Q_{\Gamma} + Q_{2x}), \quad (4.3.61)$$

где Q_{Γ} , Q_{2x} – количество теплоты (балансовое), переданное в топке, в поворотной камере, во втором и третьем пучках дымогарных труб), кДж/м³;

$$\frac{33472 \cdot 91,05}{100} = (10834,82 + 19645,236),$$

$$30476,26 = 30480,$$

$$\Delta Q = 0,21\%.$$

Полученные результаты сведем в таблицу 4.9.

Таблица 4.9 – Сводная таблица расчета котла

Величины	Размерность	Топка	Дымогарные трубы
			2 пучок
Температура газов на входе	⁰ С	-	1220
Температура газов на выходе	⁰ С	1220	195

Продолжение таблицы 4.9

Тепловосприятие среды на входе	кДж/м ³	-	19645,236
Тепловосприятие среды на выходе	кДж/м ³	10766,64	19652,52

4.4 Тепловой расчет теплообменного аппарата [24]

Количество тепла, необходимое для нагрева сетевой воды определим по формуле (4.4.1):

$$Q = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_2'' - t_2'), \quad (4.4.1)$$

$$Q = 46,67 \cdot 4198 \cdot (95 - 70) = 48,98 \cdot 10^5 \text{ Вт.}$$

Массовый расход греющей воды находим по формуле (4.4.2):

$$G_1 = \frac{Q}{c_1 \cdot (t_1' - t_1'')}, \quad (4.4.2)$$

$$G_1 = \frac{48,98 \cdot 10^5}{4202,98 \cdot (100 - 75)} = 46,61 \text{ кг/с.}$$

Объемный расход греющей воды по формуле (4.4.3):

$$V_1 = \frac{G_1}{\rho_1}, \quad (4.4.3)$$

$$V_1 = \frac{46,61}{970,54} = 0,0482 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Схема потоков:

$$\begin{aligned} 100^\circ\text{C} &\rightarrow 95^\circ\text{C} \\ 70^\circ\text{C} &\leftarrow 75^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\Delta t_6 = 100 - 70 = 30^\circ\text{C},$$

					13.03.01.2018.065.19 ПЗ	лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		50

$$\Delta t_M = 95 - 75 = 20 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Средний температурный напор определяем по формуле (4.4.4):

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{2,31 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}, \quad (4.4.4)$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{30 - 20}{2,31 \lg \frac{30}{20}} = 24,69 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Скорость движения сетевой воды в каналах теплообменника. Для ориентировочного расчета скорости w_1 принимаем:

$$\alpha_2 = 2500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}),$$

$$\xi_2 = 2,5,$$

$$t_{\text{ст}}^{\text{cp}} = \frac{t_1^{\text{cp}} + t_2^{\text{cp}}}{2},$$

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

Скорость движения находим по формуле (4.4.5):

$$w_2 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_2 \cdot (t_{\text{ст}}^{\text{cp}} - t_2^{\text{cp}}) \cdot \Delta p_2}{c_2 \cdot (t_2'' - t_2') \cdot \rho_2^2 \cdot \xi_2}}, \quad (4.4.5)$$

$$w_2 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{2500 \cdot (88,75 - 82,5) \cdot 6 \cdot 10^4}{4198 \cdot (95 - 70) \cdot 970,54^2 \cdot 2,5}} = 0,312 \text{ м/с}.$$

Критерий Рейнольдса для потока сетевой воды определяем по формуле (4.4.6):

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot d_3}{\nu_2}, \quad (4.4.6)$$

										лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2018.065.19 ПЗ					51

$$Re_2 = \frac{0,312 \cdot 0,008}{0,3487 \cdot 10^{-6}} = 8052,77.$$

Проверка принятого значения коэффициента общего гидравлического сопротивления по формуле (4.4.7):

$$\xi_2 = \frac{22,4}{Re_2^{0,25}}, \quad (4.4.7)$$

$$\xi_2 = \frac{22,4}{7158^{0,25}} = 2,37.$$

Расчетное значение отличается от принятого на незначительную величину. Критерий Прандтля для потока сетевой воды по формуле (4.4.8):

$$Pr_2 = \frac{c_2 \cdot g_2 \cdot \rho_2}{\lambda_2}, \quad (4.4.8)$$

$$Pr_2 = \frac{4198 \cdot 0,3487 \cdot 10^{-6} \cdot 970,54}{0,67} = 2,12.$$

Задаемся свойствами воды при средней температуре стенки [33], которые приведены в таблице 4.10:

$$t_{ст}^{cp} = 88,75, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Таблица 4.10 – Свойства воды при средней температуре стенки

Параметр	Обозначение	Значение при $t_{ст}^{cp} = 88,75, \text{ } ^\circ\text{C}$	Ед. измерения
Плотность	$\rho_{ст}$	967	кг/м ³
Удельная теплоёмкость	$c_{ст}$	4,219	кДж/(кг·°C)
Коэффициент теплопроводности	$\lambda_{ст}$	0,58	Вт/(м·К)
Кинематическая вязкость	$\nu_{ст}$	$0,33 \cdot 10^{-6}$	м ² /с

Критерий Прандтля при температуре стенки находим по формуле (4.4.9):

$$Pr_{ст} = \frac{c_{ст} \cdot g_{ст} \cdot \rho_{ст}}{\lambda_{ст}}, \quad (4.4.9)$$

$$\text{Pr}_{\text{ст}} = \frac{4219 \cdot 0,33 \cdot 10^{-6} \cdot 967}{0,58} = 2.$$

Критерий Нуссельта со стороны сетевой воды по формуле (4.4.10):

$$\text{Nu}_2 = 0,135 \cdot \text{Re}_2^{0,73} \cdot \text{Pr}_2^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}, \quad (4.4.10)$$

$$\text{Nu}_2 = 0,135 \cdot 8052,77^{0,73} \cdot 2,17^{0,43} \cdot \left(\frac{2,12}{2} \right)^{0,25} = 136,53.$$

Коэффициент теплоотдачи от нагреваемого теплоносителя к стенке по полученному значению критерия Нуссельта по формуле (4.4.11):

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_3}, \quad (4.4.11)$$

$$\alpha_2 = \frac{136,53 \cdot 0,67}{0,009} = 10163,62 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Аналогично определяется рациональная скорость движения греющего теплоносителя в каналах теплообменника. Для ориентировочного расчета скорости w_2 принимаем:

$$\alpha_1 = 2500 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)};$$

$$\xi_1 = 2,5.$$

Скорость движения находим по формуле (4.4.12):

$$w_1 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_1 \cdot (t_2^{\text{сп}} - t_{\text{ст}}^{\text{сп}}) \cdot \Delta p_2}{c_2 \cdot (t_1' - t_1'') \cdot \rho_1^2 \cdot \xi_1}}, \quad (4.4.12)$$

$$w_1 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{2500 \cdot (95 - 88,75) \cdot 5 \cdot 10^4}{4202,98 \cdot (100 - 75) \cdot 967,29^2 \cdot 2,5}} = 0,294 \text{ м/с.}$$

Критерий Рейнольдса для потока котловой воды находим по формуле (4.4.13):

										лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2018.065.19 ПЗ					53

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot d_3}{\nu_2}, \quad (4.4.13)$$

$$\text{Re}_1 = \frac{0,294 \cdot 0,009}{0,327 \cdot 10^{-6}} = 8091,7.$$

Проверка принятого значения коэффициента общего гидравлического сопротивления по формуле (4.4.14):

$$\xi_1 = \frac{22,4}{\text{Re}_1^{0,25}}, \quad (4.4.14)$$

$$\xi_1 = \frac{22,4}{7192,7^{0,25}} = 2,36.$$

Критерий Прандтля для потока котловой воды определяем по формуле (4.4.15):

$$\text{Pr}_1 = \frac{c_1 \cdot g_1 \cdot \rho_1}{\lambda_1}, \quad (4.4.15)$$

$$\text{Pr}_1 = \frac{4202,98 \cdot 0,3273 \cdot 10^{-6} \cdot 967,29}{0,67} = 1,99.$$

Критерий Нуссельта со стороны котловой воды находим по формуле (4.4.16):

$$\text{Nu}_1 = 0,135 \cdot \text{Re}_1^{0,73} \cdot \text{Pr}_1^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}, \quad (4.4.16)$$

$$\text{Nu}_1 = 0,135 \cdot 8091,7^{0,73} \cdot 1,87^{0,43} \cdot \left(\frac{1,87}{2} \right)^{0,25} = 123,83.$$

Коэффициент теплоотдачи от нагревающего теплоносителя к стенке по полученному значению критерия Нуссельта определяем по формуле (4.4.17):

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_3}, \quad (4.4.17)$$

$$\alpha_1 = \frac{123,83 \cdot 0,67}{0,009} = 9218,22 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Термическое сопротивление стенки пластины и загрязнений на ней:

а) термическое сопротивление загрязнений на стенке по стороне сетевой воды:

$$R_{31} = 0,00053 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}.$$

б) термическое сопротивление стенки из стали марки Х18Н10Т при толщине стенки $\delta_{ст} = 0,7$ мм определяем по формуле (4.4.18):

$$R_{ст} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}, \quad (4.4.18)$$

$$R_{ст} = \frac{0,0007}{15,9} = 0,000044 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}.$$

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

$$R_{32} = 0,00023 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}.$$

Коэффициент теплопередачи находим по формуле (4.4.19):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{31} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + R_{32} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4.4.19)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{9218,22} + 0,00053 + 0,000044 + 0,00023 + \frac{1}{10163,62}} = 989,25 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Общая поверхность теплопередачи аппарата определяется по формуле (4.4.20):

$$F_a = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}, \quad (4.4.20)$$

$$F_a = \frac{48,98 \cdot 10^5}{989,25 \cdot 24,69} = 200,54 \text{ м}^2.$$

										лист
										55
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2018.065.19 ПЗ					

Принимаем ближайшую стандартную поверхность по ГОСТ 15518-87 «Аппараты теплообменные пластинчатые»:

$$F_a = 200 \text{ м}^2.$$

4.4.1 Компоновочный расчет

Площади поперечных сечений пакетов составят:

а) по стороне сетевой воды находим по формуле (4.4.21):

$$f_{п1} = \frac{V_1}{w_1}, \quad (4.4.21)$$

$$f_{п1} = \frac{0,0482}{0,294} = 0,164 \text{ м}^2.$$

б) по стороне котловой воды находим по формуле (4.4.22):

$$f_{п2} = \frac{V_2}{w_2}, \quad (4.4.22)$$

$$f_{п2} = \frac{0,04917}{0,312} = 0,158 \text{ м}^2.$$

Число каналов в одном пакете:

а) для сетевой воды определяем по формуле (4.4.23):

$$m_1 = \frac{f_{п1}}{f_1}, \quad (4.4.23)$$

$$m_1 = \frac{0,164}{0,0032} = 51,25.$$

принимаем $m_1=52$.

б) для котловой воды определяем по формуле (4.4.24):

$$m_2 = \frac{f_{п2}}{f_1}, \quad (4.4.24)$$

					13.03.01.2018.065.19 ПЗ	лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		56

$$m_2 = \frac{0,158}{0,0032} = 49,38.$$

принимаем $m_2=50$.

Число пластин в одном пакете:

а) для сетевой воды находим по формуле (4.4.25):

$$n_1 = 2 \cdot m_1, \quad (4.4.25)$$

$$n_1 = 2 \cdot 52 = 104.$$

б) для котловой воды находим по формуле (4.4.26):

$$n_2 = 2 \cdot m_2, \quad (4.4.26)$$

$$n_2 = 2 \cdot 50 = 100.$$

Поверхность теплообмена одного пакета при полученном числе пластин:

а) для сетевой воды определяем по формуле (4.4.27)

$$F_{n1} = F_1 \cdot n_1, \quad (4.4.27)$$

$$F_{n1} = 0,69 \cdot 104 = 72 \text{ м}^2.$$

б) для котловой воды находим по формуле (4.4.28):

$$F_{n2} = F_2 \cdot n_2, \quad (4.4.28)$$

$$F_{n2} = 0,69 \cdot 100 = 69 \text{ м}^2.$$

Определяем число пакетов в аппарате:

а) для сетевой воды по формуле (4.4.29):

$$X_1 = \frac{F_a}{F_{n1}}, \quad (4.4.29)$$

$$X_1 = \frac{200}{72} = 2,77.$$

Принимаем $X_1=3$.

б) для котловой воды по формуле (4.4.30):

$$X_2 = \frac{F_a}{F_{п2}}, \quad (4.4.30)$$

$$X_2 = \frac{200}{69} = 2,9.$$

Принимаем $X_1=3$.

Число пластин в аппарате с учетом наличия концевых пластин находим по формуле (4.4.31):

$$n_a = \frac{F_a + 2 \cdot F_1}{F_1}, \quad (4.4.31)$$

$$n_a = \frac{(200 + 2 \cdot 0,69)}{0,69} = 291,8.$$

Схема компоновки пластин в аппарате может быть принята такой:

$$C = \frac{68 + 67 + 68}{68 + 67 + 68}.$$

Фактическая площадь поперечного сечения каналов в пакетах для обеих сред определяется по формуле (4.4.32):

$$f_{п} = m \cdot f_1, \quad (4.4.32)$$

$$f_{п} = 68 \cdot 0,0032 = 0,2176 \text{ м}^2.$$

Фактическая скорость движения греющего и нагреваемого теплоносителей в каналах после уточнения определяется по формуле (4.4.33) и (4.4.34):

$$w_1 = \frac{V_1}{f_{п}}, \quad (4.4.33)$$

$$w_1 = \frac{0,0482}{0,2176} = 0,221 \text{ м/с}.$$

$$w_2 = \frac{V_2}{f_{\Pi}}, \quad (4.4.34)$$

$$w_2 = \frac{0,04917}{0,2176} = 0,226 \text{ м/с.}$$

Критерий Рейнольдса при новых значениях скоростей находим по формуле (4.4.13):

$$Re_1 = \frac{0,221 \cdot 0,009}{0,3273 \cdot 10^{-6}} = 6077.$$

$$Re_2 = \frac{0,226 \cdot 0,009}{0,3487 \cdot 10^{-6}} = 5833.$$

Критерий Нуссельта при новых значениях скоростей по формуле (4.4.16):

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 6077^{0,73} \cdot 1,87^{0,43} \cdot \left(\frac{1,87}{2}\right)^{0,25} = 111,16.$$

$$Nu_2 = 0,135 \cdot 5833^{0,73} \cdot 2,17^{0,43} \cdot \left(\frac{2,17}{2}\right)^{0,25} = 107.$$

Уточненные значения коэффициентов теплоотдачи по формуле (4.4.17):

$$\alpha_1 = \frac{111,16 \cdot 0,67}{0,009} = 8275 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{°C)},$$

$$\alpha_2 = \frac{107 \cdot 0,67}{0,009} = 7965,55 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Подсчитаем фактический коэффициент теплопередачи по формуле (4.4.18):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{8275} + 0,00053 + 0,000045 + 0,00023 + \frac{1}{7965,55}} = 951,89 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Поверхность теплопередачи после уточнения по формуле (4.4.19):

										лист
										59
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2018.065.19 ПЗ					

$$F_a = \frac{48,98 \cdot 10^5}{951,89 \cdot 24,69} = 208,41 \text{ м}^2.$$

Принимаем ближайшую стандартную поверхность:

$$F_a = 200 \text{ м}^2.$$

Выбранная по ГОСТу 15518-87 поверхность $F_a = 200 \text{ м}^2$ достаточная для заданных условий.

Исходя из теплового и компоновочного расчетов, по необходимой площади поверхности теплообмена подбирается пластинчатый теплообменный аппарат Ридан НН62, с площадью теплообмена 200 м^2 . Разборный пластинчатый теплообменник состоит из рамы и пакета пластин. Его конструктивные особенности показаны на рисунке 4.3.

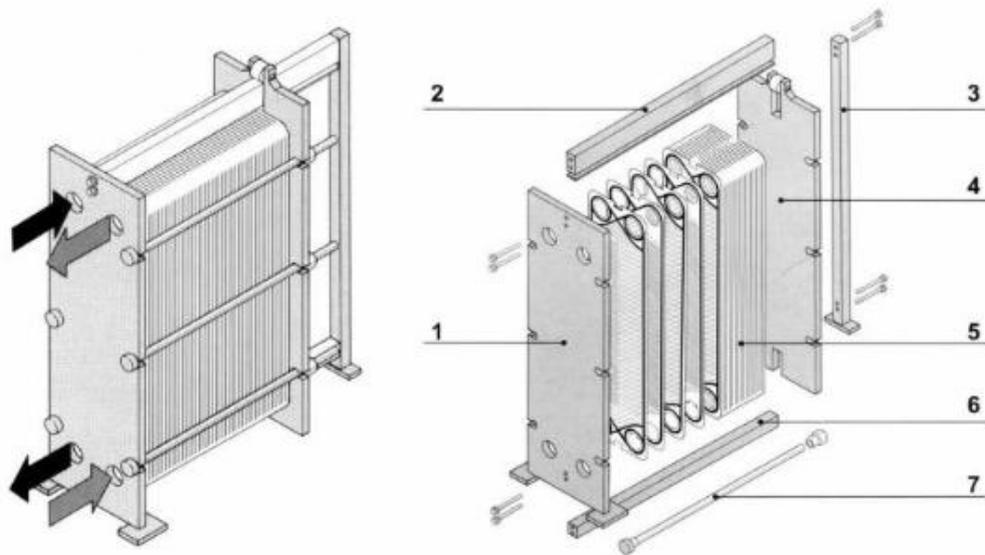


Рисунок 4.3 – Аппарат теплообменный пластинчатый разборный типа НН

Рама состоит из неподвижной плиты (1) и прижимной плиты (2), задней стойки (7), соединенной неподвижной плитой верхней и нижней направляющей (3) (4). Рамы разборных теплообменников выпускаются разной длины для обеспечения установки в нее разного количества пластин. Между неподвижной и прижимной плитой находится расчетное количество пластин (5) с резиновыми уплотнительными прокладками. Пакет прижат к неподвижной плите прижимной плитой резьбовыми стяжками (6). Степень сжатия достаточна для уплотнения и герметизации внутренних полостей теплообменника.

4.5 Подбор вспомогательного оборудования

4.5.1 Выбор сетевого насоса

Основными исходными данными для выбора циркуляционного сетевого насоса являются расход теплоносителя (с запасом в 30%), циркулирующего в сетевом контуре, и напор (с запасом 30%).

Выбирается по максимальному расходу в сети:

$$G_c = 33,79 \text{ кг/с} = 121,64 \text{ т/ч.}$$

Выбираем сетевой насос типа IL 150/260-15/4 [], 2 шт и основные характеристики сведём в таблицу 4.11.

Таблица 4.11 – Технические характеристики насоса IL 150/260-15/4 [15].

Наименование	Марка насоса
	IL 150/260-15/4
Номинальная подача, м ³ /ч	1250
Напор, м	70
Частота вращения, об/мин	1500
Электродвигатель Мощность, кВт	200
Габариты, м	
-длина	3080
-ширина	1236
-высота	1235

4.5.2 Выбор подпиточного насоса

Подпиточный насос предназначен для восполнения утечки воды, а также для её заполнения после остановов в работе, гидравлических испытаний, опорожнения системы. В связи с этим напор, развиваемый насосом должен быть равен разности статического напора и геодезической отметки с учётом 30% запаса. Производительность подпиточных насосов выбирается равной тройной норме подпитки всей системы теплоснабжения. Норма подпитки определяется как 0,025% от объёма тепловой сети (включая потребителей). Исходные данные приведены в таблице 4.12.

Число подпиточных насосов должно быть не менее 2-х, один из которых резервный, на случай аварий, остановов, ремонтов. В случае заполнения системы теплоснабжения в работу включаются оба насоса для более быстрого заполнения всей системы.

$$G_{\text{под}} = 196,66 + 2 \cdot 3,1 = 202,86 \text{ кг/с} = 730,29 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Выбираем 2 насоса типа МН1604-1/Е/3-400-502 []. Основные характеристики подпиточного насоса сведены в таблицу 4.12.

Таблица 4.12 – Технические характеристики насоса МН1604-1/Е/3-400-50-2 [13]

Наименование	Марка насоса
	МН1604-1/Е/3-400-50-2
1	2
Подача, м ³ /ч	160
Напор, м	68
Частота вращения, об/мин	2850
Электродвигатель Мощность, кВт	2,2
Габариты, мм	
-длина	526
-ширина	190
-высота	240

4.5.3 Выбор циркуляционного насоса

Циркуляционный насос—одна из главных составляющих системы отопления и горячего водоснабжения. Предназначен для обеспечения принудительного движения теплоносителя по замкнутому контур у всех веток отопления, тем самым, обеспечивая циркуляцию теплоносителя в системе теплоснабжения. Как известно, система теплоснабжения является зависимой, поэтому необходимо выбрать два вида циркуляционных насосов: котлового и сетевого контуров.

Выбирается по максимальному расходу в сети. Напор должен создаваться, чтобы преодолеть сопротивление теплообменников, а также обеспечить транспортировку сетевой воды до последнего потребителя. Создать требуемый напор у потребителя и обеспечить условия прохождения линии пьезографика для обратного трубопровода выше верхних отметок зданий не менее чем на 5 метров.

Циркуляционный насос выбираем по максимальному расходу на собственные нужды:

$$G_{\text{сн}} = 174,4 \text{ кг/с} = 638,6 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Выбираем 2 насоса типа TOP-S 50/7-1 []. Основные характеристики циркуляционного насоса сведены в таблицу 4.13.

Таблица 4.13 – Технические характеристики насоса TOP-S 50/7-1 [13].

Наименование	Марка насоса
	TOP-S 50/7-1
1	2
Подача, м ³ /ч	28
Напор, м	7
Частота вращения, об/мин	2150
Электродвигатель Мощность, кВт	375
Габариты, м	
-длина	321
-ширина	250
-высота	280

4.5.4 Выбор котлового насоса

Котловой насос выбираем по максимальному расходу воды через котельный агрегат:

$$G_{\text{ка}} = 34,48 \text{ кг/с} = 124,3 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Выбираем 2 насоса типа ПЛ 150/190-5,5/2 [] и сведем данные в таблицу 4.14.

Таблица 4.14 – Технические характеристики насоса ПЛ 150/190-5,5/2 [13].

Наименование	Марка насоса
	ПЛ 150/190-5,5/2
1	2
Подача, м ³ /ч	250
Напор, м	110
Частота вращения, об/мин	1450
Электродвигатель Мощность, кВт	5,5
Габариты, м	
-длина	1061
-ширина	451
-высота	693

4.5.5 Выбор теплообменных аппаратов

Теплообменник № 1,2 (водоводяной).

Найдем тепловой поток по формуле (4.4.1):

$$G = 168 \text{ кг/с},$$

$$Q = 168 \cdot 4,198 \cdot (95 - 70) = 4898 \text{ кВт}.$$

Среднелогарифмический температурный напор по формуле (4.4.4):

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

$$\Delta t = \frac{(100 - 70) - (95 - 75)}{\ln \frac{30}{20}} = 24,69 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Найдем площадь теплообмена по формуле (4.4.20):

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t},$$

$$F = \frac{4898}{0,989 \cdot 24,69} = 200,59 \text{ м}^2.$$

Выбираем 2 теплообменника НН-62-16 и сведем основные характеристики в таблицу 4.15.

Таблица 4.15 – Технические характеристики теплообменника НН-62-16[18].

Наименование	Марка теплообменника
	НН-62-16
Площадь поверхности нагрева, м ²	200

5 ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ

Энергосбережение – реализация организационных, правовых, технических, технологических, экономических и иных мер, направленных на уменьшение объема используемых энергетических ресурсов при сохранении соответствующего полезного эффекта от их использования (в том числе объема произведенной продукции, выполненных работ, оказанных услуг) [38].

Согласно ФЗ №261 «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации», от 23.11.2009г. принято решение в целях энергосбережения и повышения энергоэффективности в новой отопительной котельной установить двухконтурную схему [3].

Снижение расхода электроэнергии на 25-30% обеспечивает использование частотных приводов и устройств плавного пуска. Преобразователь частоты вентиляторов и дымососов полностью устраняет токовые перегрузки двигателя, а также исключает проскальзывание ремней. Благодаря установке частотного привода ликвидируется необходимость перезапуска технологического процесса при кратковременном отключении питания. В таком случае производится повторное безударное включение на вращающийся двигатель. Устройство плавного пуска является регулятором напряжения, который обеспечивает плавный пуск и остановку двигателей, что значительно снижает пусковые токи и ограничивает провалы напряжения в сети. Помимо сохранения электрической энергии данное решение актуально за счёт продления срока эксплуатации двигателя на 15% [31].

5.1 Основные энергосберегающие мероприятия:

1. Составление руководств и режимных карт эксплуатации, управления и обслуживания оборудования и периодический контроль со стороны руководства учреждения за их выполнением;
2. Поддержание оптимального коэффициента избытка воздуха и хорошего смешивания его с топливом;
3. Содержание в чистоте наружных и внутренних поверхностей нагрева котла;
4. Использование тепловыделений от котлов путем забора теплого воздуха из верхней зоны котельного зала и подачи его во всасывающую линию дутьевого вентилятора;
5. Теплоизоляция наружных и внутренних поверхностей котлов и трубопроводов;
6. Уплотнение клапанов и тракта котлов (температура на поверхности обмуровки не должна превышать 50 °С);
7. Перевод котельных на газовое топливо. Это приводит к снижению стоимости 1 Гкал в 2-3 раза;
8. Установка систем учета расходов топлива, электроэнергии, воды и отпуска тепла;

					13.03.01.2018.065.19 ПЗ	лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		65

9. Автоматизация управления работой котельной;
10. Применение частотного привода для регулирования скорости вращения насосов, вентиляторов и дымососов;
11. Применение двухконтурной схемы [36].

					<i>13.03.01.2018.065.19 ПЗ</i>	<i>лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		66

6 ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ

Основной проблемой котельных в целом, являются продукты сгорания и их утилизация. В наибольшей степени пагубное влияние оказывают оксиды серы, азота и углерода. Однако, котельные на газу представляют собой наиболее экологичные установки по выработке тепла, так как газ «чистое» органическое топливо и при его полном сгорании из токсичных веществ образуются только оксид азота, а при неполном сгорании также и оксид углерода.

Методика разработана на базе упрощений и усреднений. В ней отдельные факторы объединены в усредненные группы и численно учитываются комплексными обобщенными коэффициентами [27,28].

Свести к нулю неблагоприятное воздействие котельной невозможно, поэтому принято сводить к минимуму такой параметр как концентрацию вредных веществ. По проектным решениям предложен диаметр дымовой трубы взять 400 мм и высоту 18 метров.

Топливо природный газ газопровода Бухара – Урал, характеристики приведены в таблице 6.1. Расчет выбросов проводится только для NO_x, так как газ – топливо беззольное.

Таблица 6.1 – Характеристика топлива

Состав газа по объему, %							Q, кДж/м ³
CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	N ₂	CO ₂	
94,9	3,2	0,4	0,1	0,1	0,9	0,4	33472

Расчет объемов продуктов сгорания топлива взяты из главы 4 и приведены в таблице 6.2.

Таблица 6.2 – Характеристика топлива

Наименование величины	Обозначение	Размерность	Значение
Коэффициент избытка воздуха	α		1,1
Теоретический объем воздуха	V_6^0	м ³ /м ³	9,732
Теоретический объем трехатомных газов	$V_{RO_2}^0$	м ³ /м ³	1,038
Теоретический объем водяных паров	$V_{H_2O}^0$	м ³ /м ³	2,19
Теоретический объем двухатомных газов	$V_{N_2}^0$	м ³ /м ³	7,697
Действительный объем продуктов сгорания при н.у.	V_2	м ³ /м ³	11,914

Объем продуктов сгорания, образующихся при сжигании 1 м^3 топлива при условиях выхода по формуле 6.1:

$$V_{yx} = \frac{P_{ny} \cdot V_2 \cdot T_{yx}}{P_{yx} \cdot T_{ny}}, \quad (6.1)$$

где $P_{ny}=760$ мм.рт.ст – атмосферное давление при нормальных условиях;

$P_{yx}=730$ мм.рт.ст – атмосферное давление при рабочих условиях;

$T_{ny}=273$ К – Температура продуктов сгорания на выходе из дымовой трубы при н.у.;

$T_{yx}=483$ К – температура продуктов сгорания на выходе из дымовой трубы при рабочих условиях.

$$V_{yx} = \frac{760 \cdot 11,914 \cdot 483}{730 \cdot 273} = 21,94 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Разность температур газозадушной смеси и окружающего воздуха рассчитывается для зимнего и летнего режима по формуле 6.2:

$$\Delta T = t_{yx2} - t_{cp}, \quad (6.2)$$

где t_{cp} – температура воздуха для лета $+22,8$ °С; для зимы – температура наиболее холодного месяца $-15,8$ °С.

$$\Delta T_{л} = 210 - 22,8 = 187,2 \text{ °С},$$

$$\Delta T_{з} = 210 - (-15,8) = 225,8 \text{ °С}.$$

Объем продуктов сгорания образующихся при работе : для летнего режима 1 котла, для зимнего 2 котла определяется по формуле 6.3:

$$V = V_{yx2} \cdot B, \quad (6.3)$$

где $B=0,061$ м³/с – расход топлива на один котел,

$$V_{л} = 21,94 \cdot 0,061 = 1,34 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$V_{з} = 21,94 \cdot 0,061 \cdot 2 = 2,68 \text{ м}^3/\text{с}.$$

									лист
									68
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					

Расчет выбросов окислов азота по формуле 6.4:

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

где K_{NO_2} – параметр характеризующий количество окислов азота, образующихся на 1 МДж теплоты для лета 0,08, для зимы 0,09;
 $\beta=0$ – коэффициент, зависящий от степени снижения выбросов окислов азота в результате применяемых технических решений,

$$M_{NO_{2л}} = 0,001 \cdot 0,061 \cdot 33472 \cdot 0,08 = 0,163 \text{ г/с},$$

$$M_{NO_{2з}} = 0,001 \cdot 0,122 \cdot 33472 \cdot 0,09 = 0,368 \text{ г/с}.$$

Скорость выхода газов из устья трубы по формуле 6.5:

$$w = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot D^2}, \quad (6.5)$$

$$w_{л} = \frac{4 \cdot 1,34}{3,14 \cdot 0,4^2} = 10,66 \text{ м/с},$$

$$w_{з} = \frac{4 \cdot 2,68}{3,14 \cdot 0,4^2} = 21,31 \text{ м/с}.$$

Параметр f определяется по формуле 6.6:

$$f = \frac{10^3 \cdot w^2 \cdot D}{\Delta T \cdot H^2}, \quad (6.6)$$

$$f_{л} = \frac{10^3 \cdot 10,66 \cdot 0,4}{187,2 \cdot 18^2} = 0,631,$$

$$f_{з} = \frac{10^3 \cdot 21,31 \cdot 0,4}{225,8 \cdot 18^2} = 2,57.$$

Параметр m , учитывающий подъем факела, определяется по формуле 6.7:

					13.03.01.2018.065.19 ПЗ	лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		69

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{f} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{f}}, \quad (6.7)$$

$$m_{\text{п}} = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{0,631} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{0,631}} = 0,96,$$

$$m_3 = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{2,57} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{2,57}} = 0,772.$$

Параметр v_m определяется по формуле 6.8:

$$v_m = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{V \cdot \Delta T}{H}}, \quad (6.8)$$

$$v_{m_{\text{п}}} = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,34 \cdot 187,2}{18}} = 1,56,$$

$$v_{m_3} = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,68 \cdot 225,8}{18}} = 2,096.$$

Параметр n , учитывающий подъем факела, при $0,3 < v_m < 2$ определяется по формуле 6.9:

$$n = 3 - \sqrt{(v_m - 0,3) \cdot (4,36 - v_m)}, \quad (6.9)$$

$$n_{\text{п}} = 3 - \sqrt{(1,56 - 0,3) \cdot (4,36 - 1,56)} = 1,12,$$

Если параметр n , учитывающий подъем факела $v_m \geq 2$ м/с, то $n_3 = 1$.

Максимальная приземная концентрация окислов азота по формуле 6.10:

$$C_{NO_2} = \frac{A \cdot M_{NO_2} \cdot F \cdot m \cdot n}{H^2 \cdot \sqrt[3]{V \cdot \Delta T}}, \quad (6.10)$$

где A – коэффициент, учитывающий рассеивающие свойства атмосферы при неблагоприятных метеорологических условиях, для Урала $A=160$,

$F=1$ – коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосферном воздухе,

$$c_{NO_{2п}} = \frac{160 \cdot 0,163 \cdot 1 \cdot 0,96 \cdot 1,12}{18^2 \cdot \sqrt[3]{1,34 \cdot 187,2}} = 0,0138 \text{ мг/м}^3,$$

$$c_{NO_{2з}} = \frac{160 \cdot 0,368 \cdot 1 \cdot 0,772 \cdot 1}{18^2 \cdot \sqrt[3]{2,68 \cdot 225,8}} = 0,0166 \text{ мг/м}^3.$$

Предельно допустимая концентрация для вещества оксид азота составляет $ПДК_{NO_2} = 0,085 \text{ мг/м}^3$. Как видно из расчетов максимальная приземная концентрация оксидов азота для зимнего и летнего режимов не превышают $ПДК_{NO_2}$.

Можно сделать выводы, что строительство данной котельной экологически обоснованы, поскольку отвод отработанных газов производится через дымовую трубу на достаточную высоту. Проектная высота дымовой трубы 18 метров, что удовлетворяет санитарным нормам.

					<i>13.03.01.2018.065.19 ПЗ</i>	<i>лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>71</i>

7 КИП И АВТОМАТИКА

Контрольно-измерительные приборы и автоматика (КИПиА) предназначены для измерения, контроля и регулирования температуры, давления, уровня воды в барабане и обеспечивают безопасную работу теплогенераторов и теплоэнергетического оборудования котельной.

Для обеспечения безопасной и бесперебойной работы котлы оборудуют соответствующей арматурой и контрольно-измерительными приборами (КИП). К арматуре относятся: предохранительные, питательные и обратные клапаны, вентили и задвижки, а также водоуказательные и продувочные устройства. Контрольно-измерительные приборы предназначены для наблюдения и контроля за процессом работы котла. К ним относятся: манометры, тягометры, термометры, расходомеры, газоанализаторы.

Котельная предприятия оборудована средствами автоматизации с выполнением функции управления, контроля безопасности управления технологическими параметрами, сигнализации и блокировки, узлов коммерческого учета тепла, газа и электроэнергии.

Принятая система автоматики обеспечивает:

- автоматическое управление сетевыми насосами с автоматическим вводом резерва;
- регулирование температуры подачи теплоносителя на выходе сетевого контура в зависимости от температуры наружного воздуха;
- автоматическое поддержание требуемой температуры ГВС;
- поддержание необходимого перепада давления на выходе сетевого контура;
- защиту насосов и котлов от работы в сухую;
- автоматическое поддержание температуры воздуха в котельной;
- защиту котлов от низкотемпературной коррозии, путем поддержания температуры обратной воды выше 60°С при помощи включения насоса на переключке водогрейных котлов;
- прекращение подачи газа при срабатывании сигнализаторов загазованности на метан и оксид углерода;
- световую и звуковую сигнализацию неисправностей оборудования котельной, блокировки горелок, перегреве или отклонении давления в водогрейных котлах выше 0,5 МПа или ниже 0,05 МПа, неисправности насосов, водогрейных котлов, наличии оксида углерода или метана в котельной, отсечки газового клапана.

Система автоматики горелок «СІВ UNIGAS HR75А» и «СІВ UNIGAS HR91А» обеспечивает:

- контроль процесса сгорания (погасание факела горелки);
- контроль давления воздуха перед горелкой;
- контроль давления газа перед горелкой;

									лист
									72
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2018.065.19 ПЗ				

- контроль герметичности электромагнитных клапанов рампы горелки;
- отключение горелок при пропадании напряжения;
- отключение горелок при перегреве котлов;
- блокировку горелок при повышении давления теплоносителя в котле выше 5 атм.;
- блокировку горелок при понижении давления теплоносителя в котле ниже 0,5 атм.

Приборы и средства автоматики котельной:

Регулятор давления газа со встроенным ПЗК и разгрузочным клапаном Ду40, Ру1,6 МПа, тип MBN-40, фирмы «Tartarini».

Клапан пружинный сбросной Ду50, тип ПСК-50С/50, фирмы ОАО «Газоаппарат».

Клапан термозапорный фланцевый Ду80, тип КТЗ-001-080, фирмы ООО «АРМНАЗНТ».

Клапан отсечной электромагнитный Ду80, Ру1,6 МПа, тип ВН 3Н-6, фирмы СП «Термобрест».

Счетчик газовый фланцевый Ду100, Ру1,6 МПа, тип СГ-16МТ-400 и счетчик газовый фланцевый Ду80, Ру1,6 МПа, тип СГ-16МТ-250, фирмы ОАО «Арзамасский приборостроительный завод».

Кран газовый шаровый фланцевый Ду150, Ду100, Ду80, Ду50, Ру1,6 МПа, фирмы «Danfoss».

Задвижка поворотная межфланцевая с эл.пр. Ду200, Ду150, фирмы «Energy».

Задвижка поворотная межфланцевая Ду200, Ду150, Ду100, Ду80, Ду65, Ду50, фирмы «Energy».

Кран шаровой полнопроходный Ду40, Ду32, Ду25, Ду20, Ду15, фирмы «IVR».

Клапан обратный межфланцевый Ду100, Ду80, Ду65, Ду50, фирмы «Energy».

Клапан обратный муфтовый Ду40, Ду25, фирмы «IVR».

Клапан регулирующий поворотный 3-ходовой Kvs60, фирмы «ESBE».

Клапан предохранительный, фирмы «Немен». Предназначение для предотвращения повышения давления в котле выше допустимого.

Для измерения и коммерческого учета количества теплоты, объема и массы установлены электромагнитный теплосчетчик с каналом учета подпитки типа КМ 5-4.

Прокладка кабелей выполнена в кабель-каналах в лотках металлических на подвесах. Защита кабелей от механических повреждений при проходе через стены и на высоте до 2,5 м от уровня пола осуществляется стальными водогазопроводными трубами и пластиковой гофрированной трубой.

В помещении котельной предусмотрены сигнализаторы загазованности Seitron CO и Seitron CH₄ на угарный газ и метан. При повышении загазованности свыше допустимого значения срабатывает предохранительный клапан ВН 3Н-3 на газопроводе и отключает подачу газа, выдается светозвуковой сигнал аварии в котельной.

Монтаж и наладка приборов и средств автоматизации выполнены согласно проекту и документации на приборы с соблюдением ПТБ, ПЭЭП и ГОСТ 21.208-2013 [6].

Приборы управления, регулирования и сигнализации размещены в навесном щите ЩА, стальные трубы электропроводки присоединяются к заземляющему контуру котельной.

					<i>13.03.01.2018.065.19 ПЗ</i>	<i>лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		74

8 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

Безопасность жизнедеятельности (БЖД) — система знаний, обеспечивающая безопасность обитания человека в производственной и непроизводственной среде, и развитие деятельности по обеспечению безопасности в перспективе с учетом антропогенного влияния на среду обитания.

Цели БЖД:

- достижение безаварийной ситуации и готовности к стихийным бедствиям и другим проявлениям природной среды;
- предупреждение травматизма;
- сохранение здоровья;
- сохранение работоспособности;
- сохранение качества полезного труда.

В работе объектом БЖД является производственная среда – водогрейная котельная.

8.1 Анализ потенциально опасных и вредных производственных факторов.

На котельной предприятия установлено два котла «Buderus Logano SK755» мощностью 1850кВт и один «Buderus Logano SK755» мощностью 1200кВт работающих на природном газе, оборудованных автоматикой безопасности типа – схема защиты и розжига. Так как котельная полностью автоматизирована, постоянного присутствия персонала не требуется. На рабочих, проводящих ежедневный осмотр и ремонтные работы, действуют опасные и вредные факторы.

Согласно ГОСТ 12.0.003 – 80. " Система стандартов безопасности труда. Опасные и вредные производственные факторы " от 11.01.2018 под опасным и вредным факторами производства понимают следующее [5]:

Опасный производственный фактор – производственный фактор, воздействие которого на работающего в определенных условиях приводит к травме, острому отравлению или другому внезапному резкому ухудшению здоровья, или смерти.

К опасным производственным факторам относятся:

- электрический ток определенной силы;
- раскаленные тела;
- возможность падения с высоты самого работающего либо различных деталей и предметов;
- оборудование, работающее под давлением выше атмосферного.

Вредный производственный фактор – производственный фактор, воздействие которого на работающего в определенных условиях может привести к заболеванию, снижению работоспособности и(или) отрицательному влиянию на здоровье потомства

К вредным производственным факторам относятся:

- неблагоприятные метеорологические условия;
- запыленность и загазованность воздушной среды;
- воздействие шума, инфра- и ультразвука, вибрации;
- наличие электромагнитных полей, лазерного и ионизирующего излучений.

Все опасные и вредные производственные факторы подразделяются на физические, химические, биологические и психофизиологические.

Опасные и вредные факторы, характерные для производственной среды - водогрейной котельной:

а) физические факторы

- общие вибрации - при работе котельных агрегатов, при движении газов в трубах с большой скоростью;

- повышенный уровень шума - резкие перепады давления в трубопроводе, работа предохранительных клапанов, движение газов в трубах с большой скоростью - аэродинамические шумы;

- инфракрасная радиация – нагретые поверхности котлоагрегатов и трубопроводов горячей воды;

- повышенная температура воздуха рабочей зоны;

- пониженная влажность воздуха (менее 40 %);

- недостаточное освещение (естественное - вследствие затененности оборудования, конструкций, искусственное - вследствие плохой работы осветительных приборов);

- электрический ток.

б) биологические факторы отсутствуют.

в) химические факторы:

- окислы азотов;

- окись углерода.

г) психофизиологические:

- тяжесть трудового процесса (физическая динамическая нагрузка, статическая нагрузка);

- напряженность трудового процесса (эмоциональные нагрузки, интеллектуальные нагрузки, монотонность нагрузок, сменность работы).

8.2 Влияние выявленных опасных и вредных производственных факторов на организм человека

Совокупность факторов производственной среды и трудового процесса, оказывающих влияние на здоровье и работоспособность человека в процессе труда называется условиями труда.

Условия труда оцениваются четырьмя классами. На отопительной котельной предприятия условия труда оцениваются вторым классом. Это допустимые условия труда, которые характеризуются такими уровнями факторов среды и трудового процесса, которые не превышают гигиенических нормативов для рабочих мест.

											лист
											76
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2018.065.19 ПЗ						

Возможные изменения функционального состояния организма восстанавливаются во время регламентированного отдыха или к началу следующей смены и не должны оказывать неблагоприятное воздействие в ближайшем и отдаленном периодах на состояние здоровья работающего и его потомство. Оптимальные и допустимые условия труда безопасны.

а) Микроклимат

Микроклимат производственных помещений – метеорологические условия внутренней среды этих помещений, которые определяются действиями на организм человека сочетаниями температуры, влажности, скорости движения воздуха и теплового облучения.

Действующими нормативными документами, регламентирующими метеорологические условия, являются [8,14]:

СанПин 2.2.4.548 – 96 " Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений "

ГОСТ 12.1.005 – 88 ССБТ " Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны "

В помещении котельной температура 12°С, при такой температуре может произойти сбой в механизме теплообмена человека - уменьшается общая мускульная сила и координация, возникают болевые. Для защиты от переохлаждения, рабочие имеют специальную утепленную форму.

Влажность влияет на организм человека, так как при изменении состава и количества водяных пар, содержащихся в воздухе, приводит к изменению интенсивности диффузии кислорода в кровь. Хорошее самочувствие сохраняется в диапазоне 40%-60% относительной влажности воздуха. В рассматриваемой производственной среде влажность составляет немного ниже 40%.

Влияние скорости движения воздушных потоков на человека можно оценивать как положительное, так в некоторых случаях и отрицательное. Оптимальная скорость движения воздуха в холодный период 0,1 м/с, в теплый – 0,2 м/с.

В котельной происходит нагрев поверхностей котлов, которые излучают в пространство потоки лучистой энергии. Инфракрасные лучи оказывают на организм человека тепловое облучение, в результате которого в организме происходят биохимические сдвиги, уменьшается кислородная насыщенность крови, понижается венозное давление, замедляется кровоток и нарушается деятельность сердечно-сосудистой и нервной систем.

Оптимальные показания микроклимата для работ категории средней тяжести представлены в таблице 8.1[14].

Таблица 8.1 – Оптимальные и допустимые нормы показаний микроклимата

Период года	Категория работ	Оптимальная температура, °С	Допустимая температура, °С	Оптимальная влажность, %	Допустимая влажность, %	Скорость движения воздуха оптимальная, м/с	Скорость движения воздуха допустимая, м/с
-------------	-----------------	-----------------------------	----------------------------	--------------------------	-------------------------	--	---

СНиП 23-05-95* "Естественное и искусственное освещение. Нормы проектирования".

г) Вибрация

Вибрация представляет собой механическое колебательное движение, простейшим видом которого является гармоническое колебание.

Воздействие общей вибрации разных параметров вызывает различную степень выраженности изменений в центральной и вегетативных нервных системах, сердечно-сосудистой системе, обменных процессах, вестибулярном аппарате.

Действующим нормативным документом является [13]:

ГОСТ 12.1.012 – 96 "Вибрационная безопасность. Общие требования".

Для устранения вибрации котлы смонтированы на самостоятельных фундаментах, виброизолированных от пола. Все трубопроводы проходят на достаточном расстоянии от стен и соседних трубопроводов.

В качестве индивидуальных средств защиты от вибрации применяются гасящие вибрацию рукавицы и специальная обувь.

д) Шум

Под шумом принято подразумевать совокупность слышимых звуков, неблагоприятно воздействующих на организм человека, мешающих его работе и отдыху.

Для теплоэнергетического оборудования характерны механические, аэродинамические и гидродинамические шумы – неупорядоченное распространение звуков разной интенсивности и чистоты, оказывающих неблагоприятное воздействие на организм человека.

В котельной значительный шум вызывает аэродинамические причины, к ним относятся:

- резкие перепады давления в трубопроводе;
- работа предохранительных клапанов;
- пробивание прокладок фланцевых соединений;
- движение газов в трубах с большой скоростью.

Действующими нормативными документами являются [11]:

ГОСТ 12.1.003 – 83 "ССБТ. Шум. Общие требования безопасности".

Уровень шума в производственных помещениях не должен превышать 80 дБА.

В котельной, с целью снижения уровня шума, проводят следующие мероприятия:

- улучшение режима эксплуатации оборудования;
- центровка и балансировка механизмов;
- наложение шумовой изоляции (шумозащитные кожухи).

ж) Инфракрасное излучение

Источниками являются котельные агрегаты и трубопроводы горячей воды.

Инфракрасное излучение оказывает в основном тепловое воздействие на организм человека. Наиболее чувствительны к ИФКИ кожный покров и органы зрения человека: при остром повреждении кожи возможны ожоги, резкое расширение артериокапилляров, усиление пигментации кожи.

										лист
										79
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2018.065.19 ПЗ					

Инженерно-технические мероприятия на котельной предусматривают автоматизацию, механизацию и дистанционное управление производственными процессами. Выполняется теплоизоляция горячих поверхностей и общеобменная вентиляция.

Действующими нормативными документами являются [7,15]:

ГОСТ 12.1.005 – 88 "ССБТ. Санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны".

СанНиП 2.2.4.548 – 96 " Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений " .

Допустимые величины интенсивности теплового облучения работающих на рабочих местах от производственных источников, нагретых до темного свечения, должны соответствовать значениям, приведенным в таблице 8.3 [15].

Таблица 8.3 – Допустимые величины интенсивности теплового облучения

Облучаемая поверхность тела, %	Интенсивность теплового облучения, Вт/м ² , не более
50 и более	35
25...50	70
Не более 25	100

8.3 Электробезопасность и молниезащита котельной

Напряжение сети принято 380/220В с системой питания TN-C-S. Автоматические выключатели и контакторы устанавливаются в щите совместно с оборудованием автоматики котельной. Питание котельной осуществляется двумя кабельными линиями по второй категории электроснабжения с автоматическим вводом. Общая установленная мощность электроприёмников котельной $P_{\Sigma}=62,357$ кВт, расчетная мощность котельной составляет $P_p=51,35$ кВт, расчетный ток $I_p=90,89$ А.

Дымовые трубы металлические используются в качестве молниеприемников с установкой на них стержневых молниеприемников расчетной длины.

Для предотвращения поражения током на все электросиловое оборудование в котельной предусмотрено заземление в соответствии с ГОСТ 12.1.030-81 «Электробезопасность. Защитное заземление, зануление»[10].

С наружи котельной устанавливается электролитический заземлитель, к которому подключается система молниезащиты и система уравнивания потенциалов котельной. Заземлители применяются искусственные в виде труб диаметром 30 мм и длиной 3 м.

Все металлические нетоковедущие части электрооборудования заземлены (занулены), для этого используются нулевые защитные проводники и специально проложенный контур заземления.

В котельной выполняется уравнивание потенциалов с выполнением главной шины и соединением РЕ, N проводника питающей линии, металлических труб коммуникаций, системы молниезащиты.

8.4 Противопожарные мероприятия

Так как технологический процесс связан со сжиганием топлива, то возможный источник пожара в котельной – это утечка топлива из газопровода и образование взрывоопасной газозвушной смеси.

Действующим нормативным документом является [8]:
ГОСТ 12.1.004. 91 "ССБТ. Пожарная безопасность. Общие требования".

Котельная относится к категории " Г ", по огнестойкости строительных конструкций степень огнестойкости здания котельной II, класса В – 1А.

Категория "Г" означает негорючие вещества и материалы в горячем, раскаленном или расплавленном состоянии, процесс обработки которых сопровождается выделением лучистого тепла, искр и пламени, горючие газы и жидкости, которые сжигаются в качестве топлива.

Класс В – 1А – зоны, расположенные в помещениях, в которых при нормальной эксплуатации взрывоопасные смеси горючих газов или паров легко воспламеняющихся жидкостей с воздухом не образуется, а образование таких смесей возможно только в результате аварий и неисправностей.

Источниками пожара могут быть утечка и скопление газа в котельной; неисправности электрооборудования, осветительных приборов; выход из строя приборов автоматики. При нарушении целостности газопроводов уходящих газов, или при разрушении обшивки и обмуровки котла, уходящие газы, имеющие высокую температуру, могут послужить причиной пожара

Предусмотрен контроль воздушной среды автоматическими сигнализаторами до взрывных концентраций. При включении предупредительной сигнализации и аварийной вентиляции предусматривается автоматическое или ручное отключение всего или части технологического оборудования.

Расположение здания котельной обеспечивает свободный подъезд техники со всех сторон.

Наружное пожаротушение обеспечивается от существующего пожарного гидранта уличной сети в районе установки котельной.

Внутренне пожаротушение в котельной предусматривается от двух передвижных порошковых огнетушителей ОП-50.

Для быстрого вызова пожарной службы в котельной установлены извещатели и телефон.

9 ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ

Разработка управленческого решения – один из наиболее важных управленческих процессов. От его эффективности в значительной степени зависит успех всей организации. Для принятия решения о разработке источника теплоснабжения для жилого микрорайона п.Новоорск необходимо провести ряд анализов и оценок двух вариантов.

1 вариант – блочно-модульная газовая котельная мощностью 4,9МВт.

2 вариант – теплоснабжение от тепловых сетей ООО «Новоорского комбината хлебопродуктов».

Необходимые расчеты проведем по методике, изложенной в [22].

9.1 Смета капитальных затрат на сооружение газовой котельной

Сметные затраты на оборудование представлены в таблице 9.1 [43,45,46,47].

Капитальные затраты включают в себя затраты на разработку двух вариантов проекта, строительство здания котельной, стоимость оборудования, затраты на его монтаж. Капитальные вложения на строительство котельной приведены в ценах мая 2018 года. Цены на оборудование взяты по каталогам производителей [43]–[47] и представлены в таблице 9.1.

Таблица 9.1 – Смета капитальных затрат на оборудование по I варианту

Наименование	Кол-во,шт	Цена, тыс.руб.	Сумма, тыс.руб.
1	2	3	4
Основное оборудование			
1. Котел Logano SK 755 фирмы «Buderus» мощностью 1850кВт	2	1380,8	2761,6
2. Котел Logano SK 755 фирмы «Buderus» мощностью 1200кВт	1	874,5	874,5
3. Горелка комбинированная CIB Unigas HR75A	1	1054,9	1054,9
4. Горелка комбинированная CIB Unigas HR91A	1	1260	1260

Продолжение таблицы 9.1

1	2	3	4
5.Горелка комбинированная CIB Unigas R91A	1	1260	1260
6.Расширительный бак типа WRV 100 литров	1	4,1	4,1
7.Расширительный бак типа WRV 150 литров	2	6,2	12,4
8.Теплообменник пластинчатый НН№62 «Ридан»	2	693	1386
9.Насос циркуляционный TOP-S 50/4	1	28,8	28,8
10.Насос циркуляционный TOP-S 50/7	2	32,7	65,4
11.Насос загрузки ПЛ 150/190-5,5/2	2	46,76	93,52
12.Насос сетевой ПЛ 150/260-15/4	2	406,4	812,8
13.Насос подпитки МНН 1604/PN16'3	2	53,8	107,6
14.Установка умягчения воды	1	42	42
15.Дымовые трубы из нержавеющей стали Ду400 высотой 18м.	3	270	810
Итого по основному оборудованию:	-	-	10573,42
Автоматика			
11. Датчик реле давления КРІ 35	1	4,29	4,29
12. Термометр БТ-52.211	4	0,8	3,2
13. Манометр ТМ-510Р.10	3	0,55	1,65
14. Датчик температуры	1	3,16	12,64

Продолжение таблицы 9.1

1	2	3	4
15. Термостат РАК-TW.5000	4	2,8	11,2
Итого по автоматике	-	-	50,9
Запорная арматура			
16. Затвор поворотный дисковый Ду200	12	3,8	45,6
17. Затвор поворотный дисковый Ду125	8	2,1	16,8
18. Затвор поворотный дисковый Ду50	6	0,9	5,4
19. Затвор поворотный дисковый Ду25	8	2,33	18,64
20. Кран шаровой Ду50	22	2,06	45,32
22. Клапан обратный Ду200	3	0,37	1,11
23. Клапан обратный Ду50	3	0,34	1,02
24. Клапан обратный Ду32	4	0,03	0,12
26. Клапан предохранительный Ду25	5	1,25	6,25
27. Фильтр фланцевый сетчатый Ду250	2	49,8	99,6
Итого по автоматике	-	-	239,86
Газовая часть котельной			
28. Счетчик газа турбинный с имп. выходом	1	17,5	17,5
29. Сигнализатор загазованности по CO Seitron RGDCOOMP1	1	11,39	11,39
30. Сигнализатор загазованности по CH4 Seitron RGDCOOMP1	2	11,46	22,92
31. Клапан отсечной Madas EVPS	1	29,8	29,8
32. ГРУ-13-2НУ1	1	70	70

Продолжение таблицы 9.1

1	2	3	4
Итого по газовой части котельной:	-	-	151,61
Итого по котельной:	-	-	11015,79

Смета капитальных затрат по I варианту представлена в таблице 9.2 (по данным «ООО ОПКБ») [44].

Таблица 9.2 – Смета капитальных затрат по I варианту

Статьи расхода	Затраты, тыс.руб
1.Проектные работы	220,00
2.Стоимость оборудования	11015,79
3.Монтажные работы	1288,85
4.Транспортные расходы	152,00
5.Пусконаладочные работы	160,00
Итого:	12836,64

9.2 Капитальные вложения в строительство теплотрассы от действующей котельной

Затраты для составления сметы капитальных затрат представлены в таблице 9.3 [47].

Таблица 9.3 – Смета капитальных затрат по II варианту

Наименование	Кол-во	Цена, тыс.руб.	Сумма, тыс.руб.
1	2	3	4
1. Проектные работы	-	-	100
2. Стоимость оборудования	-	-	12305,89
в том числе:			
Труба толстостенная 159х6 ст. 20 ГОСТ 8732-78	90,56	64,8	5868,29
Лотки железобетонные	350 шт	9,8	3430
Изоляция труб	5000 м	0,59	2950
Запорная арматура	8 шт	7,2	57,6
3. Монтажные работы	-	-	1500
4. Транспортные расходы	-	-	100
Итого:	-	-	14005,89

Продолжение таблицы 9.5

Статья затрат	Ед.измерения	Кол-во	Стоимость ед.изм.,руб. или норматив	Сумма, тыс.руб.
Электроэнергия	тыс. кВт·ч	60	2740	164,4
Амортизация	тыс. руб./год	-	6,33% от сто- им.оборуд.	697,3
Отчисления на ремонт	тыс. руб./год	-	20% от амортиз. отчислений	139,46
Всего затрат	тыс. руб./год	-	-	10542,28

Смета капитальных и текущих затрат представлена в таблице 9.6.

Таблица 9.6 – Смета капитальных и текущих затрат

Вид затрат	Ед.измерения	Новая котельная	Подключение к теп- лосетям
Капитальные	млн. руб.	12,836	14,05
Текущие	млн. руб./год	6,028	10,542

Себестоимость производства тепловой энергии определяется по формуле (9.1):

$$C = \frac{S_i}{Q_r}, \text{ руб./Гкал,} \quad (9.1)$$

где Q_r – годовой отпуск теплоты, Гкал.

$$C = \frac{6028840}{8154,8} = 739,3 \text{ руб./Гкал.}$$

$I_1 = 739,3$ руб./Гкал – себестоимость 1 Гкал вырабатываемого тепла от проектируемой котельной;

$I_2 = 1170$ руб./Гкал – себестоимость 1 Гкал тепла от тепловых сетей [46].

$$I_1 < I_2$$

Вывод: себестоимость 1 Гкал вырабатываемого тепла от новой отопительной котельной получилось меньше стоимости 1 Гкал от городских тепловых сетей.

9.4 Выбор лучшего варианта теплоснабжения для жилого микрорайона п.Новоорск

Выбор лучшего варианта производился по капитальным, текущим затратам в строительство новой блочно-модульной котельной и капитальным вложениям в строительство теплотрассы от котельной АО «НОЭМЗ». Также был сделан расчет себестоимости 1Гкал от новой котельной и сделано сравнение с ценой 1 Гкал, отпускаемой на отопление поселковой котельной.

$I_1 = 739,3$ руб./Гкал – себестоимость 1 Гкал вырабатываемого тепла от проектируемой котельной;

$I_2 = 1170$ руб./Гкал– себестоимость 1 Гкал тепла от тепловых сетей

$K_1 = 12836$ тыс.руб. – капитальные затраты на строительство котельной;

$K_2 = 14005,89$ тыс.руб. – капитальные затраты на строительство теплотрассы от поселковой котельной.

Отсюда следует, что:

$$I_1 < I_2$$

$$K_1 < K_2$$

По полученным результатам можно сделать вывод, что лучшим вариантом теплоснабжения жилого микрорайона будет строительство котельной. Дальнейшие расчеты не требуются.

9.5 Модель SWOT - анализа вариантов технических решений

SWOT-анализ предполагает возможность оценки фактического положения и стратегических перспектив компании, получаемых в результате изучения сильных и слабых сторон компании, ее рыночных возможностей и факторов риска. SWOT-анализ имеет управленческую и стратегическую ценность, если связывает воедино факторы внутренней и внешней среды и сообщает, какие ресурсы и возможности понадобятся компании в будущем.

Название анализа – это первые буквы четырех критериев, по которым проводится анализ:

- Strengths – сильные стороны – преимущества решения;
- Weaknesses – слабые стороны – недостатки решения;
- Opportunities – возможности – факторы внешней среды, использование которых создаст преимущество;

									лист
									88
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	13.03.01.2018.065.19 ПЗ				

- Threats – угрозы – факторы, которые могут ухудшить положение
- Проведем SWOT – анализ, чтобы определить недостатки и преимущества I варианта – теплоснабжение от новой котельной (таблица 9.7).

Таблица 9.7 – SWOT - анализ при строительстве новой котельной

<p>S</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Независимость от центральной тепловой сети 2. Экономичный расход топлива 3. Наличие резервного топлива 4. Низкая себестоимость тепловой энергии 5. Наличие опытных специалистов по установке и эксплуатации данного оборудования 	<p>W</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Повышенная опасность утечки природного газа и как следствие, возможность взрыва 2. Загрязнение окружающей среды
<p>O</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Спрос на тепловую энергию 2. Близкое расположение к потребителям 3. Современные технологии и оборудование, существующее на рынке 	<p>T</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Рост тарифов на газ 2. Нестабильный курс валют

Проведем SWOT – анализ, чтобы определить недостатки и преимущества II варианта – теплоснабжение от центральных тепловых сетей (таблица 9.8).

Таблица 9.8 – SWOT - анализ при теплоснабжение от тепловых сетей

<p>S</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Отсутствие обслуживающего персонала 2. Уменьшение сроков строительства 	<p>W</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Затраты на прокладку тепловых сетей 2. Увеличение себестоимости отпускаемого тепла 3. Высокий износ тепловых сетей 4. Тепловые потери в связи с большой протяженностью сетей 5. Невозможность индивидуального регулирования температурного режима
<p>O</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Поддержка со стороны местных властей 2. Спрос на тепловую энергию 	<p>T</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Задержки поставок тепловой энергии 2. Рост цен на топливо

В результате проведения SWOT– анализа определены сильные и слабые стороны, а также возможности и угрозы внешней среды предприятия при различных источниках теплоснабжения. Таким образом, можно сделать вывод, что получение тепловой энергии от новой котельной более целесообразно.

9.6 Дерево целей проекта

Дерево целей проекта представляет собой структурную модель, показывающую соподчиненность и связь подразделений в иерархии управления для его построения цель предприятия делится на проектные цели.

На рисунке 9.1 представлено дерево целей проекта по строительству котельной.

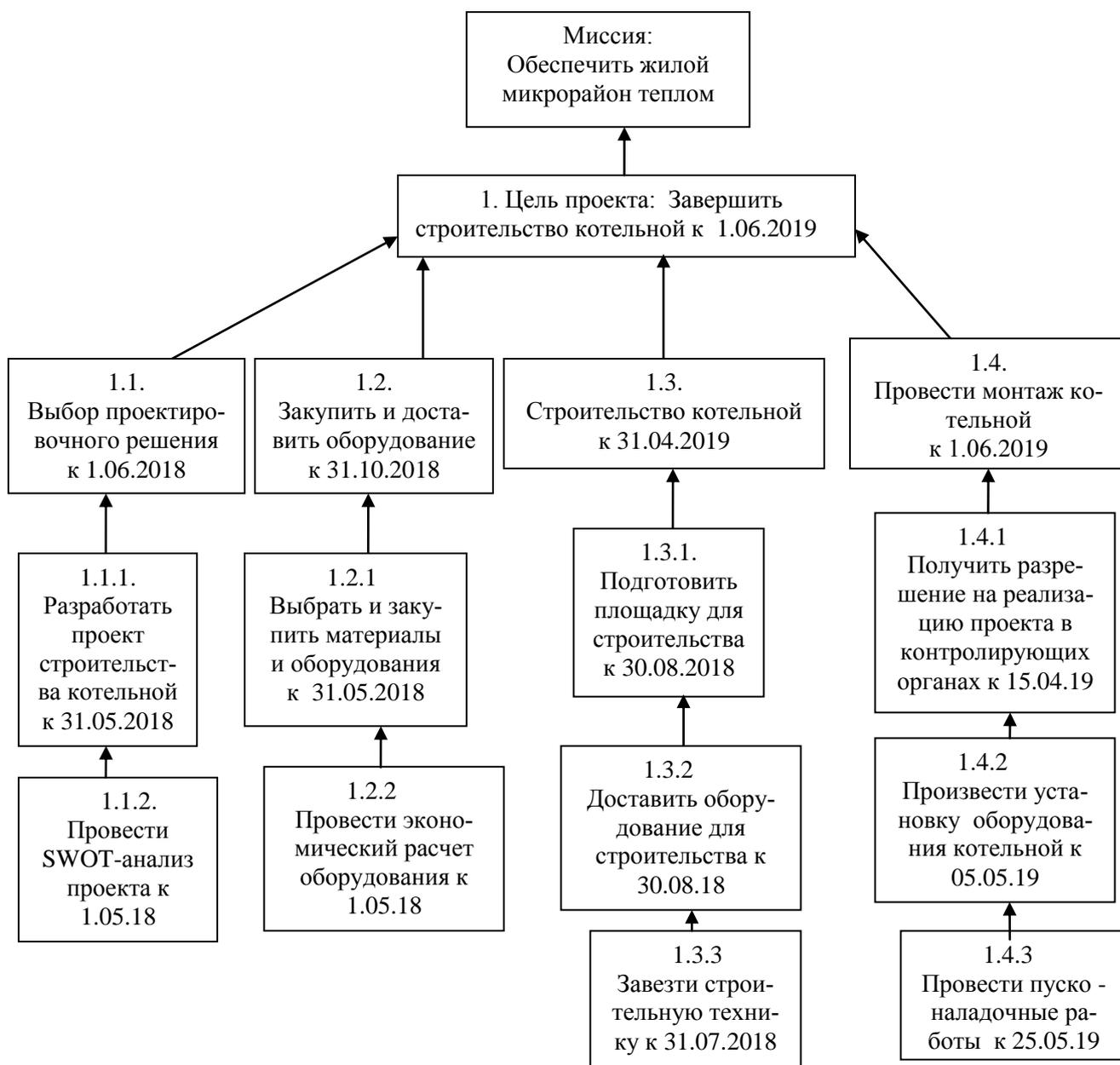


Рисунок 9.1 – Дерево целей проекта строительства котельной

ности проекта (таблица 9.10). Она позволит более наглядно представить все преимущества строительства новой котельной.

Таблица 9.10 – Основные показатели энергетической, экологической и экономической эффективности проекта

Наименование показателей	Единицы измерения	Изменения показателей	
		до	после
Показатели энергетической эффективности: 1. Высокий КПД	%	-	93
Показатели экологической эффективности: 1. Снижение выбросов окислов азота	мг/м ³	-	0,04
Показатели экономической эффективности: 1. Единовременные (капитальные) затраты на реализацию проекта	тыс.руб.	-	12836
2. Годовые текущие затраты	тыс.руб.	-	6028

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной работе предложен вариант источника теплоснабжения для жилого микрорайона «Водстрой» п.Новоорск. Проектом предлагается строительство новой блочно-модульной отопительной котельной с установкой 3 котлов Buderus Logano SK755.

В работе произвели сравнение использования отечественных и зарубежных котельных агрегатов.

Для выбора котлов необходимой мощности определены тепловые нагрузки на отопление, вентиляцию и ГВС, которые составили $Q = 3,541 \text{ МВт}$ с учетом собственных нужд. Также был выполнен расчет тепловой схемы отопительной котельной. В выпускной квалификационной работе изложено техническое описание котельных агрегатов Buderus Logano SK755. Далее произведен расчет объемов продуктов сгорания и тепловой расчет котла. В результате расчета получили основные параметры котла: $\eta = 0,91 \%$, $B = 0,061 \text{ м}^3/\text{с}$, $t_{yx} = 195 \text{ }^\circ\text{C}$.

На основании расчетов было подобрано вспомогательное оборудование. Рассчитан и подобран теплообменник НН№62 Ридан в соответствии с расчетной поверхностью теплообмена $S = 200 \text{ м}^2$, а также подобрано насосное оборудование. Насос циркуляционный TOP-S 50/4-1, производства Wilo германия. Насос котловой IL 150/190-5,5/2 производства Wilo германия. Насос сетевой, IL 150/260-15/4 производства Wilo германия. Насос подпитки МНН 1604/PN16'3.

В разделе энергосбережение рассмотрены основные мероприятия по экономии энергии в котельной.

В разделе экология была рассчитана максимальная приземная концентрация окислов азота для зимнего и летнего режимов. По расчетам приземная концентрация окислов азота не превышает $ПДК_{NO_2}$, что удовлетворяет санитарным нормам $c_{NO_{2л}} = 0,0138 \text{ мг/м}^3$, $c_{NO_{2з}} = 0,0166 \text{ мг/м}^3$.

В разделе «Автоматизации» рассмотрены и описаны приборы и средства автоматизации.

В разделе Безопасности жизнедеятельности были проанализированы «Опасные и вредные производственные факторы», а также описаны меры электробезопасности и пожарной безопасности.

В экономико-управленческой части произведен выбор оптимального варианта разработки источника теплоснабжения, который показал целесообразность строительство выбранной котельной установки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1 Федеральный закон РФ от 27.07.2010 № 190-ФЗ (ред. От 18.07.2011). О теплоснабжении // Российская газета. –2010.–Федеральный выпуск №52.247 (168).

2 Федеральный закон РФ от 22 июля 2008года № 123-ФЗ (ред. от 13.07.2015). Технический регламент о требованиях пожарной безопасности //Российская газета. –2008. Вып.№4720(0).

3 Федеральный закон РФ от 23 ноября 2009 года № 261-ФЗ. Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности, и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации// Российская газета. – 2009.–Федеральный выпуск №5050 (226).

4 ГОСТ 30494-2011.Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях.–М.: Стандартиформ, 2013.–12 с.

5 ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация. –М.: Изд-во стандартов, 2004. –4с.

6 ГОСТ 21.208-2013. СПДС. Автоматизация технологических процессов. Обозначения условные приборов и средств автоматизации в схемах. –М.: Стандартиформ, 2013. 31 с.

7 ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ. Система стандартов безопасности труда. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. (С изменением №1)–М.: Стандартиформ, 2008.

8 ГОСТ 12.1.004. 91 ССБТ. Пожарная безопасность. Общие требования. (С изменением №1) –М.: Стандартиформ, 2006.

9 ГОСТ 31607-2012. Энергосбережение. Нормативно-методическое обеспечение. М.: Стандартиформ, 2013.

10 ГОСТ 12.1.030-81 ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление, зануление. (С изменением №1) –М.: Стандартиформ, 2018.

11 ГОСТ 12.1.003 – 83 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности. (С изменением №1) –М.: Стандартиформ, 2008.

12 ГОСТ 12.1.007 – 76 ССБТ. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности. (с изменениями №1,2), 2007.

13 ГОСТ 12.1.012 – 96 ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования. (С изменением №1) –М.: Стандартиформ, 2009.

14 СанПин 2.2.4.548 – 96 Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений. Санитарные правила и нормы. (утв. Постановлением Госкомсанэпиднадзора РФ от 01.10.1996 N 21), 2013.

15 СНиП II -4 -79. Естественное и искусственное освещение. Нормы проектирования. –М.: Минрегион России, 2012.

16 СП 131.13330.2012. Строительная климатология. –М.: Минрегион России, 2012. –115 с.

17 СП 89.13330.2012. Котельные установки. –М. : Минрегион России, 2012. – 115 с.

					13.03.01.2018.065.19 ПЗ	лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		94

