

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Теплотехники и гидрогазодинамики

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ В.А Кулагин
подпись инициалы, фамилия

« _____ » _____ 20__ г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код - наименование направления

Использование пеллет при производстве тепловой энергии

тема

в малой тепловой энергетике

Руководитель

подпись, дата

доцент, к. ф.-м. н.

должность, ученая степень

Е.Б. Истягина

инициалы, фамилия

Выпускник

подпись, дата

С.В. Иванов

инициалы, фамилия

Красноярск 2022

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Использование пеллет при производстве тепловой энергии в малой тепловой энергетике» содержит 74 страницы текстового документа, 28 использованных источников, 100 формул, 24 таблицы, 11 иллюстраций и 14 листов графического материала.

ТОПЛИВО, ПЕЛЛЕТЫ, УГОЛЬ, КОТЕЛЬНАЯ, ТЕПЛОВАЯ ЭНЕРГИЯ, ЭКОЛОГИЯ, ВЫБРОСЫ

Целью работы является сравнение энергетической и экономической эффективности работы водогрейной котельной для условного населенного пункта, расположенного на территории Красноярского края, на двух видах топлива: традиционном – угле и биотопливе.

Задачи исследования:

- Определение нагрузок поселка по отоплению, вентиляции и горячему водоснабжению, с целью подключения к централизованной системе отопления;
- выбор основного и вспомогательного оборудования котельной;
- сравнение технико-экономических показателей котельной при работе на рассматриваемых видах топлива;
- определение и сравнение экологических аспектов при работе проектируемой котельной на двух видах топлива.

Объектом исследования является доказательство целесообразности использования в теплоэнергетике пеллетного топлива.

Предметом исследования является использование в энергетике пеллетного топлива, взамен традиционного угольного.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 Анализ существующей проблемы	6
2 Расчет тепловых нагрузок поселка.....	10
2.1 Расход тепла на отопление.....	11
2.2 Расход тепла на вентиляцию.....	12
2.3 Расход тепла на ГВС.....	12
2.4 Суммарный расход тепла	13
2.5 Определение годового отпуска теплоты	15
2.6 Выбор котельного агрегата	17
3 Расчет принципиальной тепловой схемы котельной	21
3.1 Принципиальная тепловая схема	21
3.2 Определение расходов воды в котельной	24
3.3 Подбор насосного оборудования для котельной.....	29
3.3.1 Подбор сетевого насоса.....	29
3.3.2 Подбор насоса сырой воды	31
3.3.3 Подбор подпиточного насоса	32
4 Определение технических показателей котельной	35
4.1 Химический состав топлив	35
4.2 Расчет объемов продуктов сгорания.....	36
4.3 Энтальпии продуктов сгорания	38
4.4 Определение КПД котла	39
4.5 Определение расхода топлива	41
5 Расчет выбросов вредных вещества.....	42
5.1 Определение выбросов золы.....	42
5.2 Определение выбросов окислов серы.....	43
5.3 Определение выбросов оксидов азота	43
5.4 Расчет высоты дымовой трубы.....	45
5.4.1 Дымовая труба для угольной котельной	45
5.4.2 Дымовая труба для пеллетной котельной	48
6 Дополнительное оборудование для котельной	53
6.1 Выбор дутьевого вентилятора	53

6.2	Выбор дымососа.....	57
6.3	Топливное хозяйство	60
7	Расчет экономической эффективности	61
7.1	Расчет цены на топливо.....	62
7.2	Затраты на электроэнергию	62
7.3	Затраты на воду	64
7.4	Оплата сточных вод.....	65
7.5	Расходы на оплату труда.....	65
7.6	Страховые взносы	66
7.7	Амортизация основных фондов	66
7.8	Затраты на ремонт.....	66
7.9	Плата за выбросы загрязняющих веществ	67
7.10	Прочие расходы.....	67
7.11	Тариф на тепловую энергию.....	69
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	71
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	72

ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день для всего мира актуальна проблема загрязнения воздуха. Весомый вклад в экологические проблемы вносит использование в энергетике ископаемых видов топлива. Энергетические потребности с каждым годом только увеличиваются, что в свою очередь увеличивает выбросы парниковых газов в атмосферу, способствующих глобальному потеплению. Эти проблемы побудили многие страны к постепенному снижению использования традиционных видов топлива.

Экологические проблемы загрязнения воздуха актуальный и для всей России, и, в частности, для Красноярского края. В регионе отсутствует централизованное газоснабжение, в следствие чего тепловые электрические станции используют уголь как основное топливо для выработки энергии.

В процессе сжигания угля образуются продукты сгорания, содержащие: летучую золу, серный и сернистый ангидрит, частички несгоревшего пылевидного топлива, оксид азота, газообразные продукты неполного сгорания. Дымовые газы подвергаются фильтрации, но несмотря на это, большая часть выбрасывается в атмосферу, что наносит значительный урон окружающей среде. Хорошей альтернативой углю могут стать возобновляемые виды топлива, например, биотопливо, растительного происхождения.

В ходе работы была рассмотрена возможность использования альтернативного вида топлива на котельной. Сравнив полученные в ходе расчета технико-экономические показатели, был сделан вывод о целесообразности применения биотоплива топлива.

1 Анализ существующей проблемы

На сегодняшний день существует великое множество различных видов биотоплива. К ним относятся и биогаз – метан, получаемый за счет разложения бактериями органических остатков, и топливо, получаемое из растительного сырья, в результате его переработки [1]. К таким видам биотоплива относится топливо, полученное из сахарного тростника, соломы, рапса и даже водорослей. В странах с большим количеством лесов и развитым сельским хозяйством, наибольшее распространение получило биотопливо, полученное из древесных отходов, отходов сельского хозяйства, а также торфа. Такое топливо выпускается в трех основных формах: брикеты, древесный порошок и пеллеты [2].

Пеллеты являются наиболее распространенными и удобными для использования в связи с их доступностью, удобством хранения, транспортабельностью, низкой пожароопасностью и высокой теплотой сгорания [2].



Рисунок 1 - Внешний вид пеллет

Пеллеты представляют из себя гранулированное твердое топливо, полученное из отходов деревообрабатывающей и сельскохозяйственной промышленности. Основными материалами для изготовления гранул служат: опилки, кора, щепа, лузга, горбыль и другие отходы производства. В процессе горения пеллетного топлива в атмосферу выбрасывается незначительное количество загрязняющих веществ, что выгодно отличает их от угля и позволяет назвать экологически чистым источником энергии.

Пеллетные гранулы по теплотворным характеристикам сравнимы с характеристиками традиционного угольного топлива, однако значительно превосходит его в экологическом аспекте. Сравнительные характеристики различных видов топлива с техническими характеристиками древесных пеллет и других топливных гранул представлены в таблице 1.

Таблица 1 - Сравнение древесных гранул с другими видами топлива

Вид топлива	Теплота сгорания		Сера, %	Зола, %
	МДж/кг	Ккал/кг		
Дизельное топливо	43,15	10300	0,2	1
Мазут	40,61	9750	1,2	1,5
Природный газ, МДж/м ³	33,5	8000	0	0
Каменный уголь	27-29	6450-6950	1-3	10-35
Бурый уголь	15-25	3600-6000	0,2-3	25-40
Пеллеты древесные	18	4300	0,01	1
Пеллеты из соломы	14,51	3500	0,02	4

Преимущества пеллетного топлива:

- большая теплотворная способность;
- сгорают практически полностью (низкий механический недожег);
- обладают высокой насыпной массой и расфасовываются в удобную для потребителей тару;
- в отличие от угля, не подвержены самовоспламенению – пожаробезопасны;
- в отличие от дров, можно автоматизировать процесс подачи топлива в зону горения;
- минимальный выброс вредных веществ в атмосферу;
- являются вторичным энергоносителем;
- возможность использования в котлах любой мощности – от отопления частного дома, до высокомошной ТЭС. Это означает, что можно использовать уже существующие твердотопливные котлы;
- являются возобновляемым источником энергии.

Благодаря своим преимуществам, пеллеты широко используются, особенно, в тех странах, где идет тенденция на снижение вредных выбросов в атмосферу и доступ традиционным видом топлива ограничен.

По данным на 2018 год, основными потребителями пеллетного топлива являются страны Евросоюза и Великобритания (до 50 процентов мирового потребления) и Китай (33 процента) [3].

Статистика по другим регионам:

- Океания 0,06%;
- другая Европа 2%;
- Северная Америка 5%;
- Южная Америка 1%;
- другая Азия 9%.

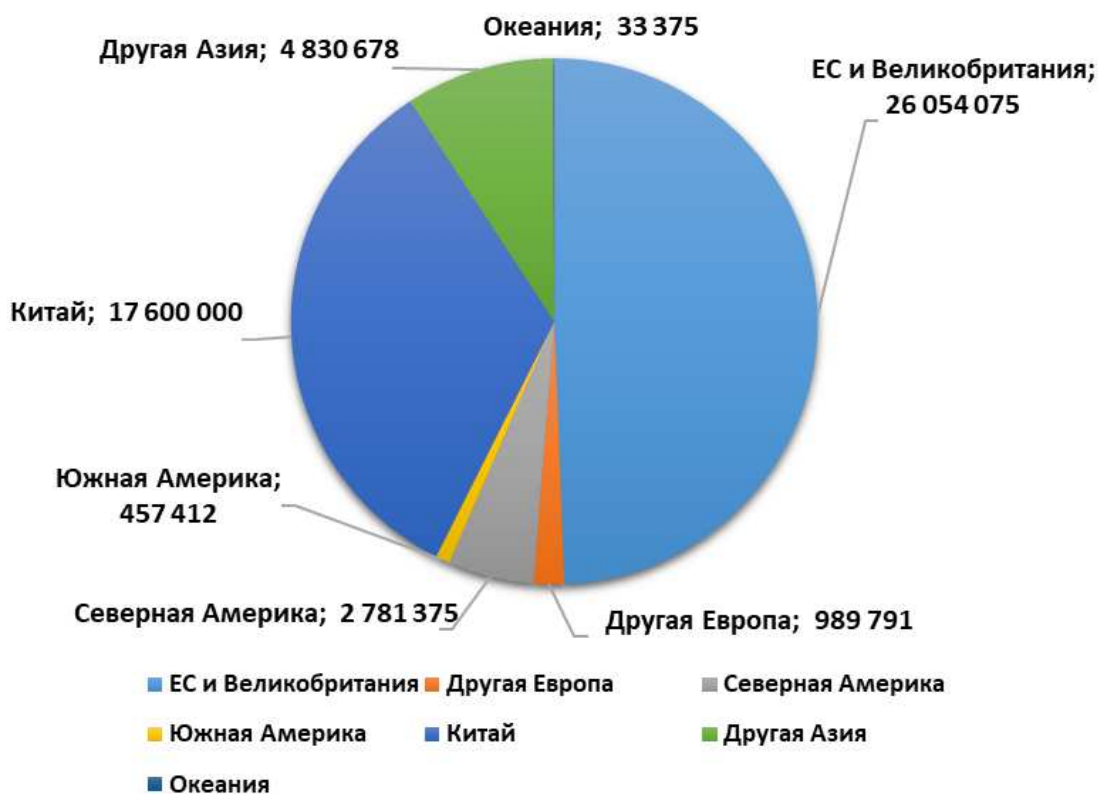


Рисунок 2 - Потребление пеллет в мире на 2018 год (тонн)

Страны по регионам:

- Океания: Австралия и Новая Зеландия;
- другая Европа: Албания, Босния и Герцеговина, Беларусь, Швейцария, Черногория, Норвегия, Сербия, Россия, Украина;
- Северная Америка: США и Канада;
- Южная Америка: Бразилия и Чили;
- другая Азия: Индонезия, Япония, Южная Корея, Малайзия, Таиланд, Вьетнам.

Среди европейских стран лидерство по промышленному использованию пеллетных гранул занимает Великобритания, где уже с 2010 года электростанция «Draх» начала переход с угля на биотопливо. На сегодняшний день станция имеет 4 энергоблока, работающих на пеллетных гранулах и 2 энергоблока, работавших на угле, однако они были выведены в резерв в мае 2021 года. Суммарная мощность составляет 3 906 мегаватт (МВт) [4].

По объемам потребления древесных гранул Россия значительно отстает от европейских стран. Пока на пеллетах работают в основном котельные в частных домах, однако, все чаще поднимаются вопросы о применении биотоплива и для центрального отопления. Так, например, в 2019 году, в поселке Листвянка, Иркутской области, котельную «Мазутная» перевели с мазута на пеллетное топливо, что позволило сократить выбросы окислов серы в 25 раз, в 1,5 раза сократить выбросы оксидов азота, а также практически полностью избавиться от взвешенных частиц в воздухе [5]. Свою заинтересованность в данном виде топлива проявляли и в Баргузинском районе республики Бурятия, предложив перевести на пеллеты котельную в поселке Усть-Баргузин [6]. Это показывает повышение спроса, а, следовательно, и производства биотоплива в стране.

В нашем регионе применение древесных гранул также является перспективным, поскольку Красноярский край часто встречается в рейтингах по выбросам вредных веществ в атмосферу. Биотопливо позволяет сократить этот показатель и в целом улучшить экологическую обстановку в регионе. К тому же, на территории края уже успешно работают предприятия по производству пеллетных гранул, например, «Арго Трейдинг», «ДоК Енисей» или «Ксилотек-Сибирь».

2 Расчет тепловых нагрузок поселка

В рассматриваемом поселке предполагается строительство водогрейной котельной для централизованного снабжения тепловой энергией. Для новой котельной рассматриваются и сравниваются два вида топлива: Ирша-Бородинский бурый уголь и пеллетное биотопливо. Мощность котельной определяется суммой расчетных тепловых мощностей санитарно-бытовых потребителей. Потребителями являются жилые дома, общественные и административные здания, которым тепловая энергия необходима для системы отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Расчет выполняется по укрупненным показателям.

Расчетный условный поселок «Неверовка» с общим населением 8000 человек. Климатологические данные взяты из нормативных документов [7].

Таблица 2 - Климатологические данные поселка

Наименование показателя	Значение
Продолжительность отопительного периода, сут.	251
Температура наиболее холодной пятидневки с обеспеченностью 0,92, °С	-47
Средняя температура за отопительный период, °С	-9,8

2.1 Расход тепла на отопление

Максимальный расход тепла на отопление, Вт, определяются по следующему выражению:

$$Q_0^{max} = \alpha \cdot q_0 \cdot V \cdot (t_{вн} - t_{нр}) \quad (2.1)$$

где q_0 – удельная отопительная характеристика здания, Вт/м³·град. Принимается по [8];

V – строительный объем здания, м³;

$t_{вн}$ – расчетная температура воздуха внутри помещения, °С. Принимается по [8];

$t_{нр}$ – расчетная температура наружного воздуха, °С, равняется температуре наиболее холодной пятидневки из таблицы 2;

α – поправочный коэффициент, значение которого определяется по формуле:

$$\alpha = 0,54 + \frac{22}{t_{вн} - t_{нр}} \quad (2.2)$$

2.2 Расход тепла на вентиляцию

Максимальный расход тепла на вентиляцию, Вт, определяются по следующему выражению:

$$Q_B^{max} = q_B \cdot V \cdot (t_{вн} - t_{нр}) \quad (2.3)$$

где q_B – удельная отопительная характеристика здания, Вт/м³·град. Принимается по [8];

V – то же, что и в формуле (2.1);

$t_{вн}$ – то же, что и в формуле (2.1);

$t_{нр}$ – то же, что и в формуле (2.1).

2.3 Расход тепла на ГВС

Средний расход теплоты на горячее водоснабжение равняется, Вт:

$$Q_{ГВС}^{ср} = \frac{1,2 \cdot m \cdot (a + b) \cdot (t_{ГВ} - t_{ХВ})}{24 \cdot 3,6} \cdot c \quad (2.4)$$

где m – количество человек, шт;

a – расчетный расход воды потребителями, л/сут. Принимается из [9];

b – норма расхода воды на горячее водоснабжение, принимается 25 л/сут на 1 человека [10];

$t_{ГВ}, t_{ХВ}$ – температура горячей и холодной воды, соответственно, °С. Принимаем по [9].

c – теплоемкость воды, принимаем 4,19 кДж/кг·град.

2.4 Суммарный расход тепла

Все значения, необходимые для определения расходов тепла, по каждой категории здания, приведены в таблице 3.

Таблица 3 - Исходные данные для определения тепловой нагрузки поселка

Категория здания	Количество, шт	Строительный объем здания V,	$t_{вн}$, °С	q_o , Вт	q_v , Вт	a , л/сут
Жилые дома	2900	580000	18	0.953	0	65
Административные здания	10	18000	18	0.5	0.106	4.5
Гостиницы	3	7500	18	0.5	0	60
Кинотеатры	2	11200	14	0.372	0.453	1.3
Столовая	8	1600	16	0.406	0.814	3.4
Детские сады	4	18800	20	0.442	0.128	10
Ясли	2	7400	20	0.442	0.128	10
Школы	3	45000	16	0.383	0.081	5
Больницы	1	9000	20	0.419	0.325	65
Бани		6800	25	0.325	1.164	100
Температурный график 150/70 , °С						

Расход тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение определяется отдельно по всем категориям зданий, а затем находится общая тепловая нагрузка.

Суммарный расход тепловой энергии, МВт:

$$Q = Q_0^{max} + Q_B^{max} + Q_{ГВС}^{cp} \quad (2.5)$$

Для наглядности, результаты расчетов представлены в таблице 4.

Таблица 4 - Расходы тепловой энергии

Категория здания	Количество потребителей тепла, шт	Расход тепла на отопление, Q ₀ , МВт	Расход тепла на вентиляцию, Q _в , МВт	Расход тепла на горячее водоснабжение, Q _{гвс} , МВт
Жилые дома	8000	31,561	-	2,305
Административные здания	40	0,514	0,124	0,004
Гостиницы	40	0,214	-	0,011
Кинотеатры	400	0,229	0,309	0,034
Столовая	400	0,036	0,082	0,036
Детские сады	400	0,483	0,161	0,045
Ясли	200	0,190	0,063	0,022
Школы	1600	0,966	0,23	0,154
Больницы	40	0,219	0,196	0,012
Бани	80	0,135	0,57	0,032
Итого, МВт		34,548	1,736	2,654

Тогда суммарная тепловая нагрузка определяется по формуле (2.5) и равняется, МВт:

$$Q = 34.548 + 1,736 + 2,654 = 38,9$$

Общая тепловая нагрузка на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения составляет 38,9 МВт

2.5 Определение годового отпуска теплоты

Для определения дальнейших технико-экономических показателей необходимо найти годовой отпуск тепловой энергии на отопление, вентиляцию и ГВС в тысячах гигакалорий (тыс.Гкал).

Годовой отпуск тепла на отопление, тыс.Гкал, определяется следующим образом:

$$Q_0^{\text{год}} = 24 \cdot Q_0^{\text{max}} \cdot 0,86 \cdot \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{ср.о}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{нр}}} \cdot n_0 \cdot 10^{-3} \quad (2.6)$$

где 24 – время работы систем отопления жилых и общественных зданий в течении суток, ч;

Q_0^{max} – максимальный расход тепла на отопление, МВт;

0,86 – переводной коэффициент из МВт в Гкал/ч;

$t_{\text{вн}}$ – расчетная температура воздуха внутри помещения, °С, из таблицы 3;

$t_{\text{нр}}$ – то же, что и в формуле (2.1);

$t_{\text{ср.о}}$ – средняя температура наружного воздуха за отопительный период, °С, из таблицы 2;

n_0 – продолжительность отопительного периода, сут., из таблицы 2.

Годовой отпуск тепла на вентиляцию, тыс.Гкал:

$$Q_{\text{в}}^{\text{год}} = n_0 \cdot \tau \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{ср.о}}) \cdot \left(\frac{Q_{\text{в}}^{\text{max}} \cdot 0,86}{t_{\text{вн}} - t_{\text{нр}}} \right) \cdot 10^{-3} \quad (2.7)$$

где n_0 – то же, что и в формуле (2.6);

τ – время работы предприятия, ч;

$t_{\text{вн}}$ – то же, что и в формуле (2.6);

$t_{\text{ср.о}}$ – то же, что и в формуле (2.6);

$t_{\text{нр}}$ – то же, что и в формуле (2.1);

$Q_{\text{в}}^{\text{max}}$ – максимальный расход тепла на вентиляцию, МВт;

0,86 – то же, что и в формуле (2.6).

Годовой отпуск тепла на горячее водоснабжение, тыс.Гкал:

$$Q_{\text{ГВС}}^{\text{год}} = [24 \cdot Q_{\text{ГВС}}^{\text{ср}} \cdot 0,86 \cdot n_0] \cdot 10^{-3} + \left[24 \cdot Q_{\text{ГВС}}^{\text{ср}} \cdot 0,86 \cdot \frac{t_{\text{ГВ}} - t_{\text{ХВ.Л}}}{t_{\text{ГВ}} - t_{\text{ХВ}}} \cdot \beta \cdot (350 - n_0) \right] \cdot 10^{-3} \quad (2.8)$$

где 24 – время потребления горячей воды в течении суток, ч;

$Q_{\text{ГВС}}^{\text{ср}}$ – средний расход тепла на горячее водоснабжение, МВт;

0,86 – то же, что и в формуле (2.6);

$t_{\text{ГВ}}$ – то же, что и в формуле (2.4);

$t_{\text{ХВ.Л}}$ – температура холодной воды в летний период, °С. Принимаем равной 15 °С, согласно [11];

$t_{\text{ХВ}}$ – то же, что и в формуле (2.4);

β – коэффициент, учитывающий снижение среднечасового расхода воды на горячее водоснабжение в летний период по отношению к отопительному, принимаем равным 0,8 [11];

350 – число суток в году работы системы горячего водоснабжения.

Общая годовая выработка тепла составляет, тыс.Гкал:

$$Q^{\text{год}} = (Q_0^{\text{год}} + Q_{\text{в}}^{\text{год}} + Q_{\text{ГВС}}^{\text{год}}) \cdot \left(1 + \frac{7}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{2}{100}\right) \quad (2.9)$$

где 7 – коэффициент, учитывающий расход тепла на собственные нужды, % [12];

2 – коэффициент, учитывающий потери тепла в котельной, % [12].

Результаты расчетов представлены в таблице 5.

Таблица 5 - Годовая выработка тепловой энергии

Параметр	Значение, тыс.Гкал
Отопление	76,535
Вентиляция	1,927
ГВС	17,273
Итого	104,485

Суммарная годовая выработка тепловой энергии на проектируемой котельной составляет 104,485 тыс.Гкал, или же 437,457 тыс.ГДж.

2.6 Выбор котельного агрегата

Для проектируемой котельной расчетная мощность составляет 38,9 МВт. Для обеспечения необходимых расходов тепла, как для угольной котельной, так и для котельной на биотопливе, требуются 2 котла КВ-ТС-20 теплопроизводительностью 23,26 МВт каждый. Данные котлы широко используются для покрытия таких тепловых нагрузок. Они зарекомендовали себя как надежные и эффективные агрегаты.

КВ-ТС-20-150 – котел водогрейный, твердотопливный со соевым сжиганием. Предназначен для получения горячей воды с температурой 150 °С, используемой в системах отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Котел состоит из топчного и конвективного блоков.

Топочный блок, имеющий горизонтальную компоновку, состоит из экранных труб $\text{Ø}60 \times 3,5$ мм с шагом 64 мм, которые входят в коллекторы $\text{Ø}219 \times 10$ мм. Конвективный блок представляет из себя вертикальный, полностью экранированный газоход, в котором расположены змеевики конвективных пакетов. У котла отсутствует несущий каркас. Блоки котла имеют опоры, приваренные к нижним коллекторам [13].

Для проектируемой котельной, работающей на Ирша-бородинском буром угле, к установке принимается стандартная компоновка котла, оборудованная механической топкой ТЧЗМ-2,7/6,5. Топка механическая с чешуйчатой решеткой заднего хода, предназначена для слоевого сжигания каменных и бурых углей. Процесс сжигания полностью механизирован. Пневмомеханическим забрасывателем уголь непрерывно подается на вращающийся ротор. Крупные фракции разбрасываются по всей площади решетки, а мелкие попадают в топочный объем. Горение на колосниковой решетке происходит в тонком слое 20-25 мм. Максимальный размер фракции не должен превышать 40 мм [13].

Для древесного биотоплива допускается сжигание на колосниковой решетке, но применение пеллет из лозги или соломы уже могут вызвать проблемы ввиду разного поведения в процессе сжигания этих топлив [14]. Одной из эффективных технологий использования любых видов пеллетного топлива является сжигание в циркулирующем кипящем слое [15].

Для котельной на пеллетах устанавливаем модифицированную версию выбранного ранее котла – КВ-ТС-20-150 ВЦКС. Данный котел, вместо стандартной топки ТЧЗМ, оборудован топкой с высокотемпературным циркулирующим кипящим слоем (ВЦКС). Данная топка подходит для использования фракций менее 50 мм, что позволяет использовать пеллетные гранулы без дополнительных модификаций. В котле КВ-ТС-20 ВЦКС сжигание происходит на узкой решетке, что позволяет установить простой пневмогравитационный питатель без забрасывателя [16].

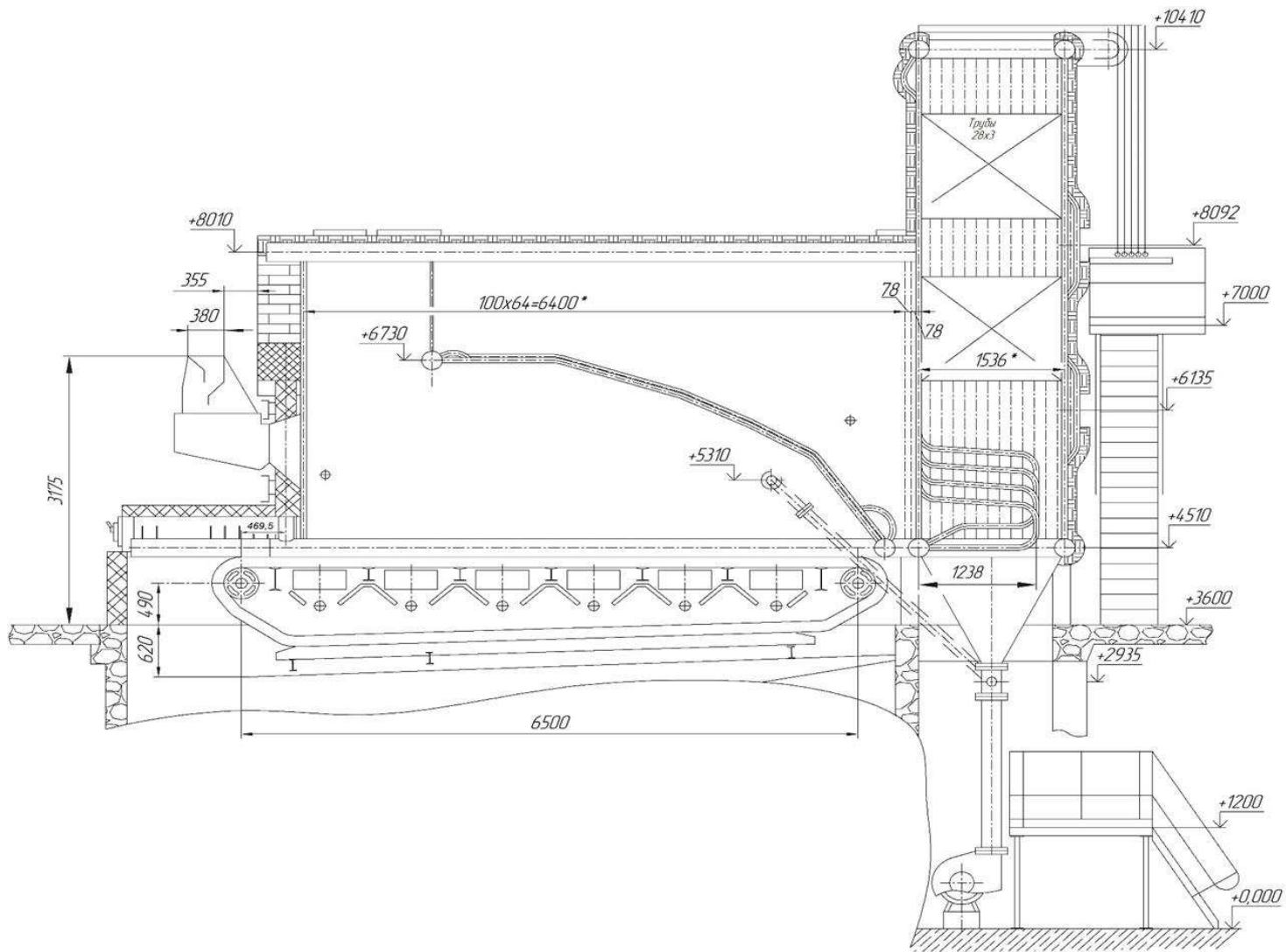


Рисунок 3 - Чертеж котла KV-TC-20-150

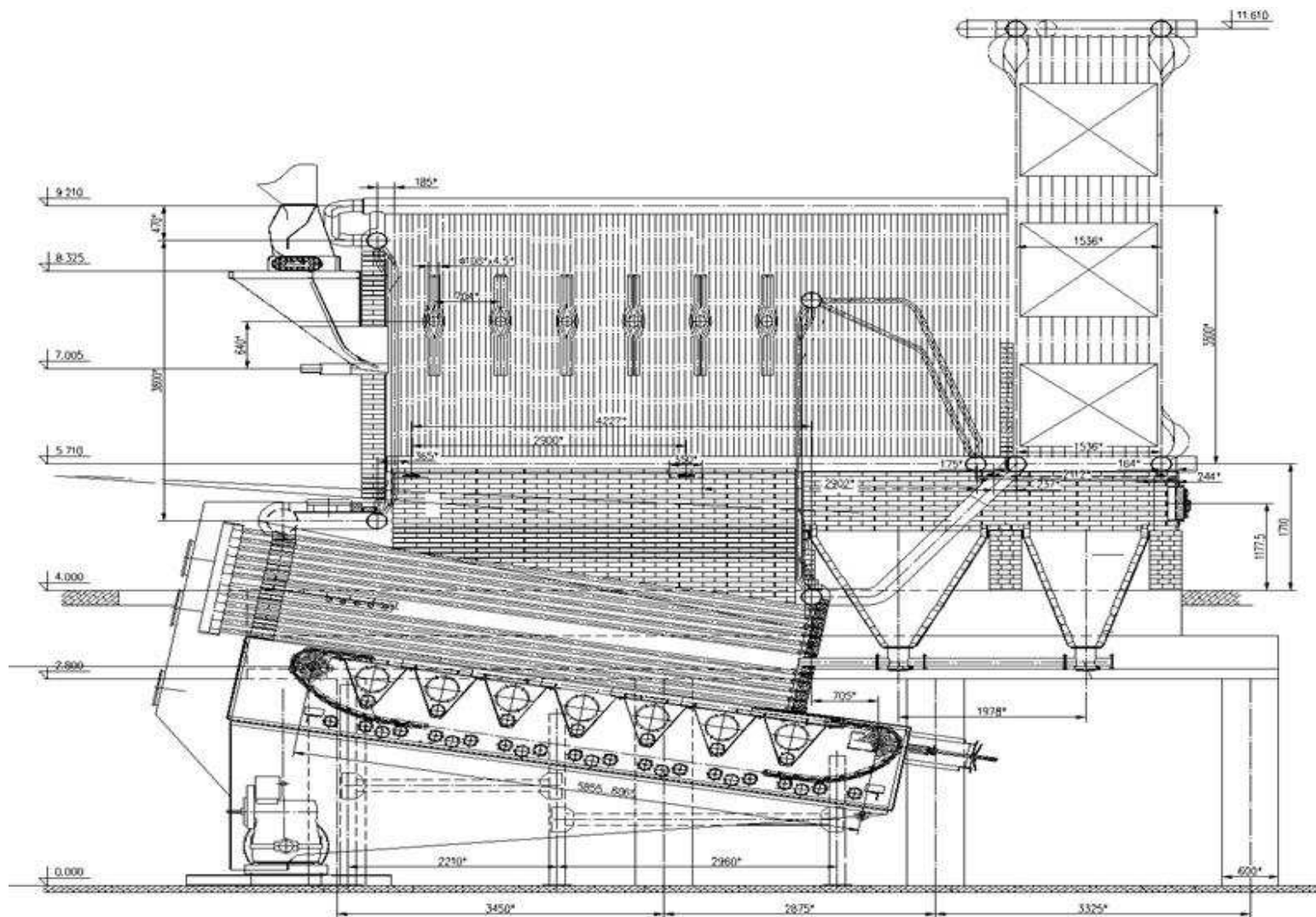


Рисунок 4 - Чертеж котла KV-TC-20-150 ВЦКС

3 Расчет принципиальной тепловой схемы котельной

Для определения необходимого количества воды, поступающей в тепловые сети, а также для собственных нужд котельной, выполняется расчет принципиальной тепловой схемы котельной. В рассматриваемом поселке применяется закрытая система теплоснабжения. Расчет производится для максимально зимнего режима.

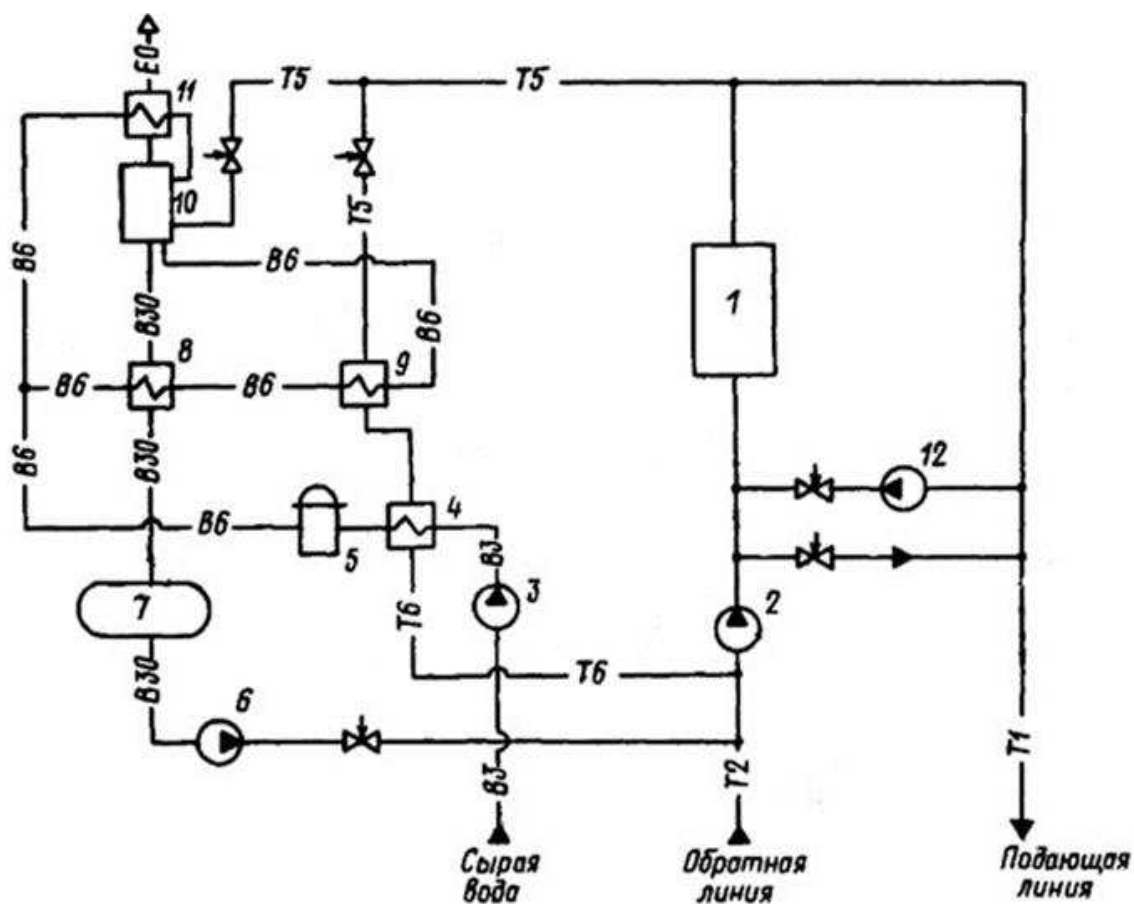
3.1 Принципиальная тепловая схема

Вода из тепловых сетей возвращается в котельную по обратной линии Т2 и подступает к сетевым насосам 2. Туда же, через подпиточные насосы 6, подходит подпиточная вода В30, покрывающая утечки тепловых сетях. Так же к сетевым насосам, по трубопроводу Т6, подается горячая вода, тепло от которой используется для нагрева химически очищенной воды 9 и сырой воды 4.

Для уменьшения интенсивности наружной коррозии труб поверхностей стальных водогрейных котлов, необходимо поддерживать температуру воды на входе в котлы 1 выше температуры конденсации уходящих газов [17]. Для этого определенное количество горячей воды, вышедшей из котла 1, рециркуляционным насосом 12 подается обратно в трубопровод за сетевым насосом 2.

При работе во всех режимах, за исключением максимально зимнего, часть воды из обратной линии Т2, после сетевого насоса 2, отправляют в подающую линию Т1 через линию перепуска, минуя водогрейные котлы 1. Вода смешивается с горячей водой из ВК, обеспечивает необходимую расчетную температуру в подающей магистрали.

Сырая воды для подпитки по производственному трубопроводу В3, насосом сырой воды 3, подается на подогреватель сырой воды 4, после чего подогретая сетевая вода поступает на систему химводоочистки 5.



1 – водогрейный котел; 2 – сетевой насос; 3 – насос сырой воды; 4 – подогреватель сырой воды; 5 – химводоочистка; 6 – подпиточный насос; 7 – бак деаэрированной воды; 8 – охладитель деаэрированной воды; 9 – подогреватель химически очищенной воды; 10 – деаэратор; 11 – охладитель выпара; 12 – рециркуляционный насос; T1 – трубопровод горячей воды для нужд отопления и вентиляции, подающий; T2 – трубопровод горячей воды для нужд отопления и вентиляции, обратный; T5 – трубопровод горячей воды для технологических нужд, подающий; T6 – трубопровод горячей воды для технологических нужд, обратный; B3 – водопровод производственный; B6 – водопровод умягченной воды; B30 – водопровод подпиточной воды; E0 – трубопровод выпара деаэратора и подогревателей.

Рисунок 5 - Тепловая схема водогрейной котельной

При работе во всех режимах, за исключением максимально зимнего, часть воды из обратной линии T2, после сетевого насоса 2, отправляют в подающую линию T1 через линию перепуска, минуя водогрейные котлы 1. Вода смешивается с горячей водой из ВК, обеспечивает необходимую расчетную температуру в падающей магистрали.

Сырая воды для подпитки по производственному трубопроводу В3, насосом сырой воды 3, подается на подогреватель сырой воды 4, после чего подогретая сетевая вода поступает на систему химводоочистки 5.

Химически очищенная вода, идущая по трубопроводу умягченной воды В6, подогревается в теплообменниках 8,9 и 11, после чего в деаэраторе 10 очищается от растворенных в ней агрессивных газов.

Деаэрированная вода по водопроводу подпиточной воды В30, проходя через охладитель деаэрированной воды 8, поступает в бак деаэрированной воды 7, откуда уже идет на подпитку в тепловые сети.

Часть горячей воды из котла идет на технологические нужды по трубопроводам Т5. Она служит для подогрева химически очищенной воды на теплообменнике 9, для подогрева сырой воды в теплообменнике 4, а также подается в деаэратор 10.

Данные для расчета котельной приведены в таблице 6. При расчете температуру воды перед котельной установкой принимаем равной 105 °С, согласно [17].

Таблица 6 - Исходные данные для расчета тепловой схемы котельной

Исходные данные	Единицы измерения	Значение
Расход тепла на отопление	МВт	34,548
Расход тепла на вентиляцию	МВт	1,736
Расход тепла на ГВС	МВт	2,654
Температура в подающем трубопроводе	°С	150
Температура в обратном трубопроводе	°С	70
Температура перед котельной установкой	°С	105
Температура горячей воды	°С	60
Температура холодной воды	°С	5

3.2 Определение расходов воды в котельной

Расход воды на нужды отопления и вентиляции, кг/с:

$$G_{ОВ} = \frac{(Q_О + Q_В) \cdot 10^3}{(i_{под} - i_{пв}) \cdot \eta_{ТС}} \quad (3.1)$$

где $Q_О, Q_В$ – расходы тепла на отопление и вентиляцию, соответственно, МВт, из таблицы 6;

$i_{под}$ – энтальпия воды в подающем трубопроводе, кДж/кг, определяется по температуре, согласно [18];

$i_{пв}$ – энтальпия воды в обратном трубопроводе, кДж/кг [18];

$\eta_{ТС}$ – коэффициент, учитывающий потери тепла в тепловых сетях, принимаем 0,98 [17].

Расход воды на отопление и вентиляцию составляет, кг/с:

$$G_{ОВ} = \frac{(34,548 + 1,736) \cdot 10^3}{(632,252 - 440,213) \cdot 0,98} = 192,797$$

Определение расхода воды на ГВС, кг/с:

$$G_{ГВС} = \frac{Q_{ГВС} \cdot 10^3}{i_{ГВ} - i_{ХВ}} \quad (3.2)$$

где $Q_{ГВС}$ – расход тепла на горячее водоснабжение, МВт, из таблицы 6;

$i_{ГВ}$ – энтальпия горячей воды, кДж/кг [18];

$i_{ХВ}$ – энтальпия холодной воды, кДж/кг [18].

Тогда расход воды на горячее водоснабжение составляет, кг/с:

$$G_{ГВС} = \frac{2,654 \cdot 10^3}{251,154 - 21,019} = 11,124$$

Расход воды в подающей линии тепловых сетей, кг/с:

$$G_{TC} = G_{ОВ} + G_{ГВС} = 192,797 + 11,124 = 203,921 \quad (3.3)$$

Потери воды в тепловых сетях равны необходимому количеству хим. очищенной воды и определяются по формуле, кг/с:

$$G_{ХВО} = G_{TC} \cdot 0,02 = 203,921 \cdot 0,02 = 4,078 \quad (3.4)$$

где 0,02 – доля утечек воды в тепловых сетях [17].

Количество сырой подпиточной воды в максимально зимнем режиме, кг/с:

$$G_{св.мз} = G_{ХВО} \cdot 1,2 = 4,078 \cdot 1,2 = 4,894 \quad (3.5)$$

где 1,2 – доля промывочной воды, идущей на регенерацию фильтров в системе химводоочистки [17].

Количество сырой подпиточной воды в летнем режиме, кг/с:

$$G_{св.л} = (G_{ГВС} \cdot 0,02) \cdot 1,2 = (11,124 \cdot 0,02) \cdot 1,2 = 0,267 \quad (3.6)$$

Температура химически очищенной воды после теплообменника – охладителя деаэрированной воды (поз.8 на рисунке 5), °С:

$$t''_{одв} = \frac{G_{подп}}{G_{ХВО} \cdot c} \cdot (i'_{подп} - i''_{подп}) \cdot \eta_{под} + t'_{одв} \quad (3.7)$$

где $G_{подп}$ – расход подпиточной воды из деаэратора равняется, кг/с:

$$G_{подп} = 1,10 \cdot G_{ХВО} = 1,10 \cdot 4,078 = 4,486 \quad (3.8)$$

Количество подпиточной воды из деаэратора принимаем на 10% больше хим. очищенной [17].

$i'_{подп}$ – энтальпия подпиточной воды на выходе из деаэратора, принимается из [18], при 104 °С, так как используется деаэратор атмосферного типа [17], кДж/кг;

$i''_{\text{подп}}$ – энтальпия подпиточной воды после ОДВ, принимается из [18], при 70 °С, согласно [17], кДж/кг;

c – теплоемкость воды, принимаем 4,19 кДж/кг·град;

$\eta_{\text{под}}$ – коэффициент, учитывающий КПД подогревателя, принимается равным 0,98 согласно [17];

$t'_{\text{одв}}$ – температура химочищенной воды до ОДВ, равна 38 °С [17].

Температура воды после ОДВ равняется, °С:

$$t''_{\text{одв}} = \frac{4,486}{4,078 \cdot 4,19} \cdot (436,42 - 293,565) \cdot 0,98 + 38 = 74,7$$

Температура воды после подогревателя химически очищенной воды (поз. 9 на схеме), поступающая на деаэратор °С:

$$t''_{\text{пхов}} = \frac{G_{\text{гр}}^{\text{подп}}}{G_{\text{хво}} \cdot c} \cdot (i'_{\text{гр}} - i''_{\text{гр}}) \cdot \eta_{\text{под}} + t''_{\text{одв}} \quad (3.9)$$

где $G_{\text{гр}}^{\text{подп}}$ – расход греющей воды от котла, принимаем на 6% больше расхода химически очищенной воды, кг/с;

$$G_{\text{гр}}^{\text{подп}} = 1,06 \cdot G_{\text{хво}} = 1,06 \cdot 4,078 = 4,323 \quad (3.10)$$

$i'_{\text{гр}}$ – энтальпия греющей воды на входе в подогреватель, равна энтальпии воды на выходе из котла, кДж/кг;

$i''_{\text{гр}}$ – энтальпия греющей воды на выходе из подогревателя, принимается при температуре 130 °С, согласно [1], кДж/кг.

Отсюда, температура воды, идущей на деаэратор, равняется, °С:

$$t''_{\text{пхов}} = \frac{4,323}{4,078 \cdot 4,19} \cdot (632,252 - 546,545) \cdot 0,98 + 74,7 = 96$$

Для подогревателя сырой воды (поз. 4 на рисунке 5) составим уравнение теплового баланса:

$$G_{\text{гр}}^{\text{подп}} \cdot (i'_{\text{ПСВ}} - i''_{\text{ПСВ}}) = G_{\text{св.мз}} \cdot (i'_{\text{ХВО}} - i_{\text{ХВ}}) \quad (3.11)$$

Тогда температура греющей воды после ПСВ равна, °С:

$$t''_{\text{ПСВ}} = \frac{i''_{\text{ПСВ}}}{c} = \frac{i'_{\text{ПСВ}}}{c} - \frac{G_{\text{св.мз}}}{G_{\text{гр}}^{\text{подп}} \cdot c} \cdot (i'_{\text{ХВО}} - i_{\text{ХВ}}) \quad (3.12)$$

где $i''_{\text{ПСВ}}$ – энтальпия греющей воды после ПСВ, кДж/кг;

$i'_{\text{ПСВ}}$ – энтальпия греющей воды до ПСВ, равняется $i''_{\text{гр}}$ энтальпии греющей воды на выходе из подогревателя химически очищенной воды (поз.9 на рисунке 5), кДж/кг;

$i'_{\text{ХВО}}$ – энтальпия воды перед химводоочисткой, принимаем по [18] при 40 °С согласно [17], кДж/кг;

$G_{\text{св.мз}}$ – то же, что в формуле (3.5).

Температура греющей воды после подогревателя сырой воды, °С:

$$t''_{\text{ПСВ}} = \frac{546,545}{4,19} - \frac{4,894}{4,323 \cdot 4,19} \cdot (167,541 - 21,019) = 90,7$$

Расход греющей воды на деаэрационную установку (поз. 10 на схеме), кг/с:

$$G_{\text{гр}}^{\text{д}} = \frac{G_{\text{подп}} \cdot i'_{\text{подп}} - G_{\text{ХВО}} \cdot i''_{\text{ПХОВ}}}{i_{\text{гр}}^{\text{д}}} \quad (3.13)$$

где $G_{\text{подп}}$ – то же, что в формуле (3.8);

$i'_{\text{подп}}$ – энтальпия подпиточной воды на выходе из деаэратора, кДж/кг;

$G_{\text{ХВО}}$ – то же, что в формуле (3.5);

$i_{\text{гр}}^{\text{д}}$ – энтальпия греющей воды на выходе из котла, кДж/кг;

$i''_{\text{ПХОВ}}$ – энтальпия воды, идущей на деаэратор, при температуре $t''_{\text{ПХОВ}}$ равной 95 °С; кДж/кг [18].

Расход греющей воды равен, кг/с:

$$G_{\text{гр}}^{\text{д}} = \frac{4,364 \cdot 436,42 - 4,078 \cdot 398,5}{632,252} = 0,44$$

Уточним расход подпиточной воды, кг/с:

$$G'_{\text{подп}} = G_{\text{ХВО}} + G_{\text{гр}}^{\text{д}} = 4,078 + 0,44 = 4,52 \quad (3.14)$$

Проверка ранее принятого значения расхода подпиточной воды:

$$\Delta G_{\text{подп}} = \frac{G'_{\text{подп}} - G_{\text{подп}}}{G'_{\text{подп}}} = \frac{4,58 - 4,486}{4,58} \cdot 100\% = 2\% \quad (3.15)$$

Погрешность составила меньше 3%, значит ранее принятые данные верные.

Расход воды на рециркуляцию составит, кг/с:

$$G_{\text{реци}} = \frac{G_{\text{к}} \cdot (i_{\text{пв}} - i_{\text{обр}})}{i_{\text{под}} - i_{\text{обр}}} = \frac{203,921 \cdot (440,213 - 293,565)}{632,252 - 293,56} = 88,2 \quad (3.16)$$

где $i_{\text{обр}}$ – энтальпия воды в обратном трубопроводе, из [18] при 70 °С; кДж/кг.

Расход воды через обратный трубопровод сетевой воды, кг/с:

$$G_{\text{обр}} = G_{\text{ТС}} - G'_{\text{подп}} = 203,921 - 4,52 = 199,4 \quad (3.17)$$

где $G_{\text{ТС}}$ - то же, что в формуле (3.3).

Расчетный расход воды через котлы, кг/с:

$$\begin{aligned} G'_{\text{к}} &= G_{\text{обр}} + G'_{\text{подп}} + G_{\text{реци}} + G_{\text{гр}}^{\text{подп}} = \\ &= 199,4 + 4,5 + 88,2 + 4,3 = 296 \end{aligned} \quad (3.18)$$

где $G_{\text{гр}}^{\text{подп}}$ - то же, что в формуле (3.10).

Уточнение расхода воды к внешним потребителям по подающей линии, кг/с:

$$G' = G'_{\text{к}} - G_{\text{гр}}^{\text{д}} - G_{\text{гр}}^{\text{подп}} - G_{\text{рец}} = 296 - 0,44 - 4,3 - 88,2 = 203 \quad (3.19)$$

где $G_{\text{гр}}^{\text{д}}$ - то же, что в формуле (3.13).

Определим разницу между найденным ранее и уточненным расходом воды внешним потребителям, %:

$$\Delta G = \frac{G_{\text{ТС}} - G'}{G_{\text{ТС}}} \cdot 100\% = \frac{203,921 - 203}{203,921} \cdot 100\% = 0,45\% \quad (3.20)$$

Погрешность составляет меньше 3%, значит расчет выполнен верно. Далее, на основе полученных значений, произведем расчет необходимого насосного оборудования.

3.3 Подбор насосного оборудования для котельной

3.3.1 Подбор сетевого насоса

Расчетный напор сетевого насоса, м:

$$H_{\text{с}}^{\text{н}} = 1,1 \cdot (\Delta H_{\text{ТС}} + \Delta H_{\text{к}}) \quad (3.21)$$

где $\Delta H_{\text{ТС}}$ – потери давления в тепловой сети, м. Принимаем равными 80 [19];

$\Delta H_{\text{к}}$ – гидравлическое сопротивление котла, м. Равно 25,5, согласно сайту производителя [13];

Расчетный напор равен, м:

$$H_{\text{с}}^{\text{н}} = 1,1 \cdot (80 + 25,5) = 116$$

Расчетная производительность сетевого насоса, м³/ч:

$$G_{\text{с}}^{\text{н}} = 1,2 \cdot 3,6 \cdot (G' + G_{\text{гр}}^{\text{подп}}) \quad (3.22)$$

где G' и $G_{гр}^{подп}$ – расход воды внешним потребителям и расход греющей воды на собственные нужды, соответственно, кг/с.

Производительность сетевого насоса равняется, м³/ч:

$$G_c^H = 1,2 \cdot 3,6 \cdot (203 + 4,323) = 895,6$$

На основе полученных данных выбираем 3 насоса, один из которых в резерв, Wilo Atmos GIGA-B 100/315-200/2. Насосы подключены параллельно. Параметры рабочей точки для сетевого насоса приведены в таблице 7.

Таблица 7 - Параметры рабочей точки для одного сетевого насоса

Параметр	Значение
Обеспечиваемый расход, м ³ /ч	451,8
Напор в рабочей точке, м	123,5
Потребляемая электрическая мощность в рабочей точке, кВт	194,8
Гидравлический КПД в рабочей точке, %	83,09

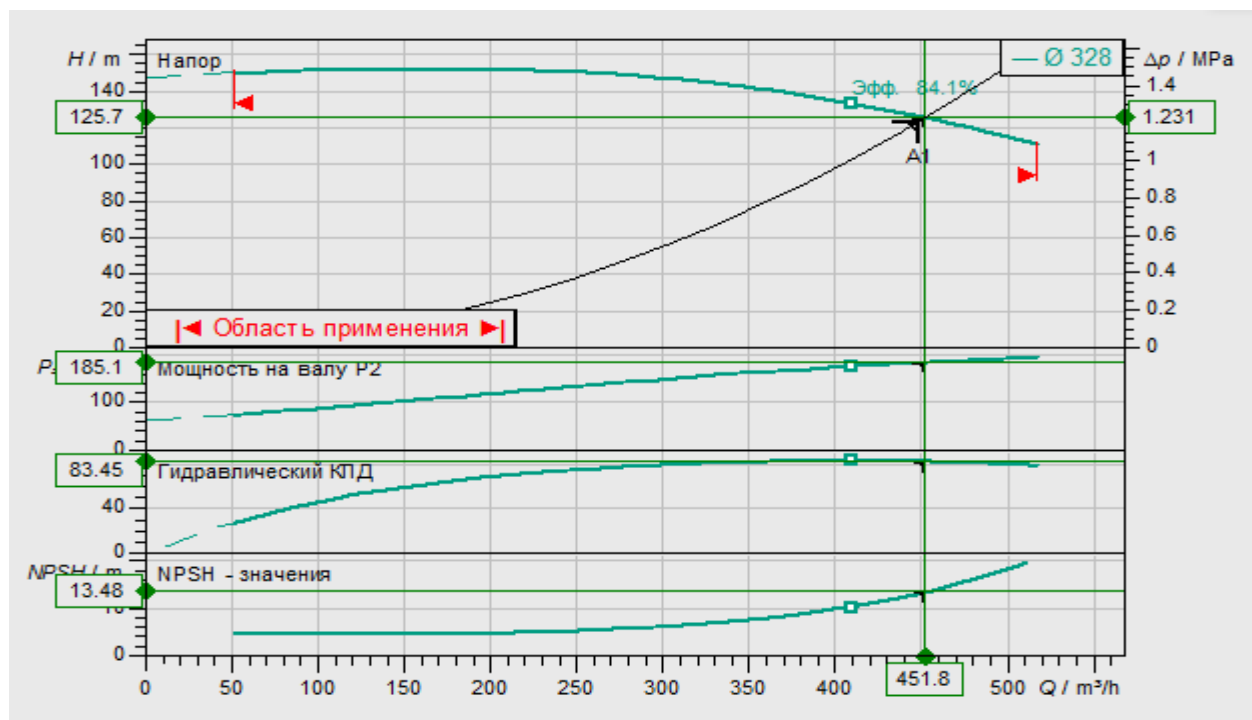


Рисунок 6 - Рабочая точка сетевого насоса Wilo Atmos GIGA-B 100/315-200/2

3.3.2 Подбор насоса сырой воды

Расчетный напор насоса сырой воды, м:

$$H_{\text{CB}}^{\text{H}} = 1,1 \cdot (h^{\text{A}} + \Delta H_{\text{XBO}} + \Delta H_{\text{под}}) \quad (3.23)$$

где h^{A} – высота расположения деаэрационной колонки, м, принимается равной 10 м - высшей отметке котла;

ΔH_{XBO} – гидравлическое сопротивление линии XBO, м, принимается 40 м [19];

$\Delta H_{\text{под}}$ – потери напора в подогревателях, м. Равно 15 м [19].

Расчетный напор равен, м:

$$H_{\text{CB}}^{\text{H}} = 1,1 \cdot (10 + 40 + 15) = 71,5$$

Расчетная производительность насоса сырой воды, м³/ч:

$$G_{\text{C}}^{\text{H}} = 1,2 \cdot 3,6 \cdot G_{\text{CB.M3}} \quad (3.24)$$

где $G_{\text{CB.M3}}$ – расход сырой подпиточной воды, кг/с.

Производительность насосы сырой воды, м³/ч:

$$G_{\text{C}}^{\text{H}} = 1,2 \cdot 3,6 \cdot 4,894 = 21$$

На основе полученных данных выбираем 2 насоса, один из которых в резерв, Wilo Atmos GIGA-B 32/240-15/2 (рисунок 7).

Таблица 8 - Параметры рабочей точки для насоса сырой воды

Параметр	Значение
Обеспечиваемый расход, м ³ /ч	22,58
Напор в рабочей точке, м	82,66
Потребляемая электрическая мощность в рабочей точке, кВт	11,57
Гидравлический КПД в рабочей точке, %	47,7

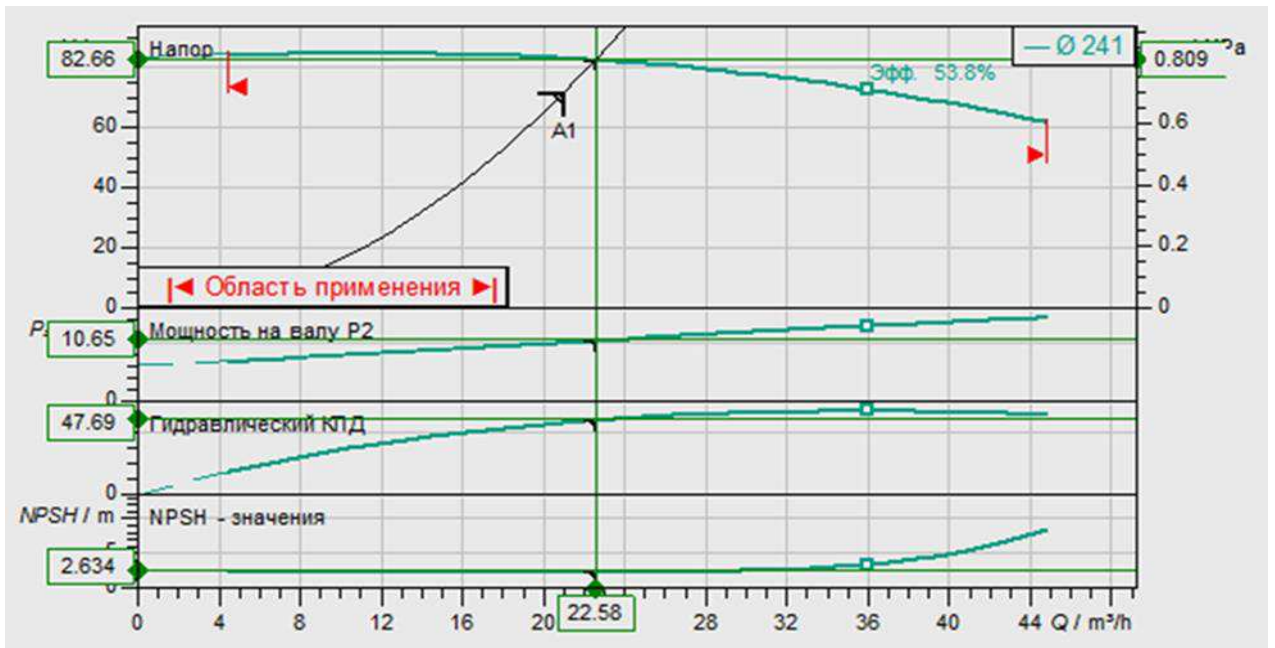


Рисунок 7 - Рабочая точка насоса сырой воды Wilo Atmos GIGA-B 32/240-15/2

3.3.3 Подбор подпиточного насоса

Расчетный напор подпиточного насоса, м:

$$H_{\text{под}}^{\text{н}} = 1,1 \cdot (\Delta H_{\text{обр}} + \Delta H_{\text{тр}}) \quad (3.25)$$

где $H_{\text{обр}}$ – напор в обратной магистрали, м, принимаем 20 м [19];

$H_{\text{тр}}$ – гидравлическое сопротивление трубопровода на линии от бака деаэрированной воды до обратной магистрали тепловой сети, м, принимаем 5 м [19].

Напор подпиточного насоса, м:

$$H_{\text{под}}^{\text{н}} = 1,1 \cdot (20 + 5) = 27,5$$

Производительность подпиточного насоса, м³/ч:

$$G_{\text{с}}^{\text{н}} = 1,2 \cdot 3,6 \cdot G'_{\text{подп}} \quad (3.26)$$

где $G'_{\text{подп}}$ – расход подпиточной воды, кг/с.

Производительность подпиточного насоса равняется, м³/ч:

$$G_c^H = 1,2 \cdot 3,6 \cdot 4,52 = 19,5$$

На основе полученных данных выбираем 2 насоса, один из которых в резерв, Wilo Atmos GIGA-B 32/125-3/2 (рисунок 8).

Таблица 9 - Параметры рабочей точки подпиточного насоса

Параметр	Значение
Обеспечиваемый расход, м ³ /ч	20,4
Напор в рабочей точке, м	28,5
Потребляемая электрическая мощность в рабочей точке, кВт	2,71
Гидравлический КПД в рабочей точке, %	67,2

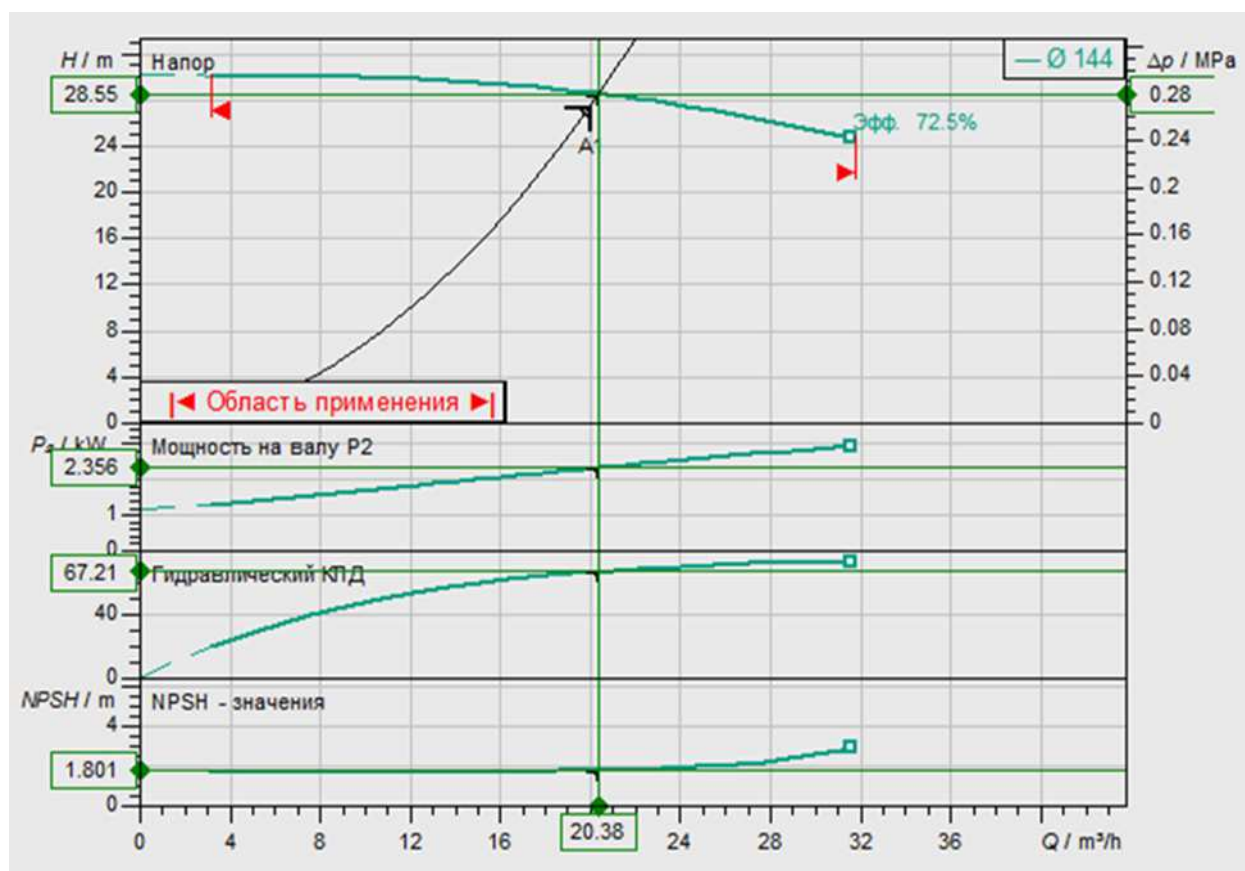


Рисунок 8 -Рабочая точка подпиточного насоса Wilo Atmos GIGA-B 32/125-3/2

3.3.4 Подбор рециркуляционного насоса

Расчетный напор рециркуляционного насоса, м:

$$H_{\text{под}}^{\text{н}} = 1,1 \cdot \Delta H_{\text{к}} \quad (3.27)$$

где $\Delta H_{\text{к}}$ – гидравлическое сопротивление котла, м.

Расчетный напор рециркуляционного насоса равен, м:

$$H_{\text{под}}^{\text{н}} = 1,1 \cdot 25,5 = 28$$

Производительность рециркуляционного насоса, м³/ч:

$$G_{\text{рец}}^{\text{н}} = 1,2 \cdot 3,6 \cdot G_{\text{рец}} \quad (3.28)$$

где $G_{\text{рец}}$ – расход воды на рециркуляцию, кг/с.

Производительность рециркуляционного насоса равняется, м³/ч:

$$G_{\text{рец}} = 1,2 \cdot 3,6 \cdot 88,2 = 381$$

На основе полученных данных выбираем 4 насоса, один из которых в резерв, Wilo VM-B 80/315-15/4. Насосы подключены параллельно.

Насосы подключены параллельно. Параметры рабочей точки для сетевого насоса приведены в таблице 10.

Таблица 10 - Параметры рабочей точки для рециркуляционного насоса

Параметр	Значение
Обеспечиваемый расход, м ³ /ч	130
Напор в рабочей точке, м	29,5
Потребляемая электрическая мощность в рабочей точке, кВт	15,8
Гидравлический КПД в рабочей точке, %	72

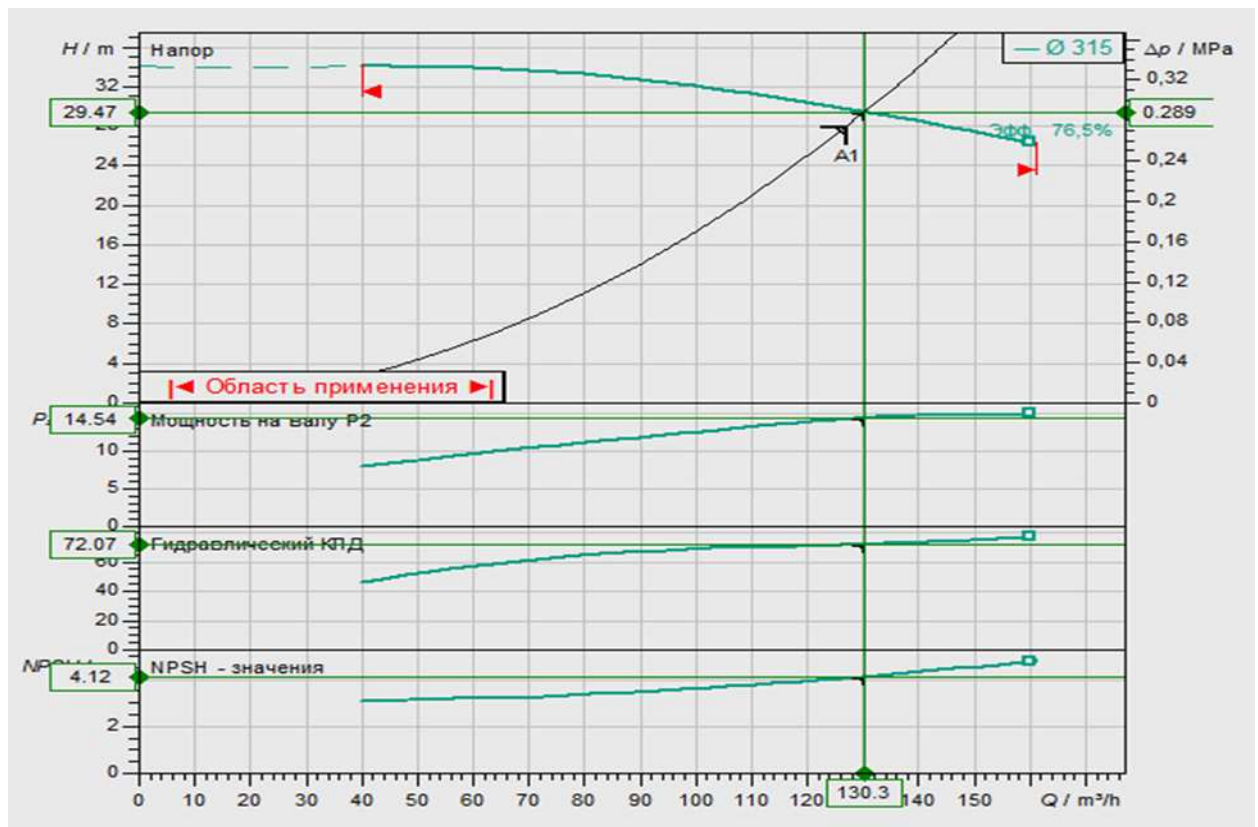


Рисунок 9 - Рабочая точка рециркуляционного насоса Wilo VM-B 80/315-15/4

Выбранное насосное оборудование принимаем к использованию как на угольной котельной, так и на котельной, работающей на pelletных гранулах.

4 Определение технических показателей котельной

Рассмотрим подробнее два вида топлива. Определим и сравним технико-экономические показатели, а также выполним расчет выбросов основных вредных веществ в атмосферу.

4.1 Химический состав топлив

Выпускаемых видов pellet огромное множество, их химический состав и теплотворная способность зависят от сырья, из которого они изготавливаются.

Для расчетов взяты древесные индустриальные пеллеты, получаемые из отходов древесины различных пород. Рассматриваемые пеллеты выпускаются Красноярской компанией «Арго Трейдинг», данные о химическом составе взяты с сайта производителя.

Рассматриваемым угольным топливом служат бурые Ирша-Бородинские угли Канско-Ачинского угольного бассейна. Эти угли используют множество котельных и ТЭЦ на территории Красноярского края.

Таблица 11 - Расчетные характеристики топлив

Вид топлива	Рабочая масса топлива, %						Теплота сгорания, Q_{H}^{p} , МДж/кг
	Wp	Ap	Sp	Cp	Hp	Np	
Ирша-Бородинский уголь	33	7,4	0,2	42,6	3	0,6	15,28
Древесные пеллеты	5,6	0,7	0,01	48,1	5,8	0,6	18

4.2 Расчет объемов продуктов сгорания

Теоретический объем воздуха, необходимый для сжигания одного кг твердого топлива, м³/кг:

$$V_{\text{B}}^{\circ} = 0,0889 \cdot (Cp + 0,375 \cdot Sp) + 0,265 \cdot Hp - 0,033 \cdot Op \quad (4.1)$$

где Cp – количество углерода на рабочую массу топлива, %;

Sp - количество серы на рабочую массу топлива, %;

Hp – количество водорода на рабочую массу топлива, %;

Op - количество кислорода на рабочую массу топлива, %.

Теоретический объем азота на рабочую массу топлива, м³/кг:

$$V_{\text{N}_2}^{\circ} = 0,79 \cdot V_{\text{B}}^{\circ} + 0,8 \cdot \frac{Np}{100} \quad (4.2)$$

где Np – количество азота на рабочую массу топлива, %.

Объем трехатомных газов, м³/кг:

$$V_{RO_2}^o = 1,886 \cdot \frac{Cp + 0,375 \cdot Sp}{100} \quad (4.3)$$

где Cp – то же, что в формуле (4.1);

Sp то же, что в формуле (4.1).

Объем водяных паров, м³/кг:

$$V_{H_2O}^o = 0,111 \cdot Hp + 0,0124 \cdot Wp + 0,0161 \cdot V_B^o \quad (4.4)$$

где Wp – влажность топлива на рабочую массу, %;

Hp - то же, что в формуле (4.1).

Суммарный объем продуктов сгорания, м³/кг:

$$V_T = V_{RO_2}^o + V_{N_2}^o + (\alpha - 1) \cdot V_B^o + V_{H_2O}^o + 0,0151 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_B^o \quad (4.5)$$

где α – коэффициент избытка воздуха на выходе из котла, принимаем 1,51 [20].

Результаты расчетов объемов продуктов сгорания представлены в таблице 12.

Таблица 12 - Объемы продуктов сгорания

Газ	Значения для бурого угля, м ³ /кг	Значения для пеллет, м ³ /кг
V_B^o – теоретический объем воздуха	4,153	4,52
$V_{N_2}^o$ – теоретический объем азота	3,286	3,58
$V_{RO_2}^o$ – объем трехатомных газов	0,796	0,898
$V_{H_2O}^o$ – объем водяных паров	0,809	0,786
V_T – суммарный объем продуктов сгорания	7,043	7,6

4.3 Энтальпии продуктов сгорания

Энтальпии 1 м³ продуктов сгорания определяется из [20] при температуре уходящих газов, которую принимаем равной $\vartheta = 160$ °С.

Таблица 13 - Энтальпия дымовых газов

Газ	Значение, кДж/м ³
Трехатомные газы, RO2	283,4
Азот, N2	208,6
Водяные пары, H2O	243,4
Воздух	213,4

Определяем энтальпию дымовых газов, кДж/кг:

$$H_{\Gamma}^0 = V_{RO2}^0 \cdot (c\vartheta)_{RO2} + V_{N2}^0 \cdot (c\vartheta)_{N2} + V_{H2O}^0 \cdot (c\vartheta)_{H2O} \quad (4.6)$$

где $(c\vartheta)_{RO2}$, $(c\vartheta)_{N2}$, $(c\vartheta)_{H2O}$ – энтальпии 1 м³ трехатомных газов, теоретического объема азота, водяных паров, из таблицы 13, кДж/м³;

V_{N2}^0 - теоретический объем азота, м³/с, таблица 12.

Энтальпия воздуха, кДж/кг:

$$H_{\text{В}}^0 = V_{\text{В}}^0 \cdot (c\vartheta)_{\text{В}} \quad (4.7)$$

где $(c\vartheta)_{\text{В}}$ – энтальпия 1 м³ воздуха; из таблицы 14, кДж/м³;

$V_{\text{В}}^0$ - теоретический объем воздуха, м³/с, таблица 12.

Энтальпия продуктов сгорания, кДж/кг:

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot H_{\text{В}}^0 \quad (4.8)$$

где α – то же, что в формуле (4.5).

Энтальпия холодного воздуха, находится при температуре холодного воздуха $t_{хв} = 30$, кДж/кг [20]:

$$H_{хв}^0 = \frac{H_{в(100)}^0}{100} \cdot 30 \quad (4.9)$$

где $H_{в(100)}^0$ – энтальпия воздуха при 100 °С, кДж/кг [20].

Результаты расчетов энтальпий приведены в таблице 14.

Таблица 14 - Энтальпии продуктов сгорания

Энтальпия	Значения для бурого угля, м ³ /кг	Значения для пеллет, м ³ /кг
$H_{г}^0$ энтальпия дымовых газов	1108	1191,6
$H_{в}^0$ энтальпия воздуха	886,3	964,6
$H_{г}$ энтальпия продуктов сгорания	1560	1686,38
$H_{хв}^0$ энтальпия холодного воздуха	256,9	289,4

4.4 Определение КПД котла

КПД котла показывает эффективность горения топлива и выработки тепловой энергии на котельной. Является основным технико-экономическим показателем.

Коэффициент полезного действия брутто водогрейного котла определяем по обратному балансу, %:

$$\eta_{бр} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \quad (4.10)$$

где q_2 – потери тепла с уходящими газами, определяется через найденные ранее энтальпии, %:

$$q_2 = \frac{(H_{г} - \alpha \cdot H_{хв}^0)}{Q_{н}^p} \cdot (100 - q_4) \quad (4.11)$$

где Q_H^p – теплота сгорания топлива, МДж/кг;

α – избыток воздуха на выходе из котла;

q_4 – потери тепло с механическим недожогом, для угля принимаем 5 % [20], для пеллетного топлива для расчета можем принять 0,5 %.

q_3 - потери от химического недожога принимаем равные 0;

q_5 – потери тепла в окружающую среду, принимаем 1,5% [20];

q_6 – потери со шлаком, равняются:

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}} \cdot C_{\text{шл}} \cdot Ap \cdot t_{\text{шл}}}{Q_H^p} \quad (4.12)$$

где $a_{\text{шл}}$ – доля золы топлива в шлаке, принимаем 0,15 [21];

$C_{\text{шл}}$ – теплоемкость шлака, принимаем равной 0,9 кДж/кг·град [22];

Ap - количество золы на рабочую массу топлива, %;

$t_{\text{шл}}$ – температура шлака, принимаем равной 600 °С [22].

Для угля потери со шлаком составляют $q_6 = 3,9$ %, а для пеллет этими потерями можем пренебречь ввиду незначительного содержания золы в рабочей массе топлива.

КПД брутто по обратному балансу составили:

- 82 % на Ирша-Бородинском угле;
- 91% на древесных пеллетах.

Коэффициент полезного действия у котла, работающем на пеллетах выше, чем у угольного. Это говорит об эффективности пеллетного топлива и целесообразности его использования.

4.5 Определение расхода топлива

Годовые расходы топлива являются важными технико-экономическими показателями, определяющие потребность котельной в топливе. На основе данных о расходах определяются издержки на топливо, а также расход воздуха дутьевым вентилятором и расход уходящих газов через дымосос.

Годовой расход натурального топлива показывает какое количество энергоносителя в год необходимо сжечь для обеспечения нужд потребителей. Расход условного топлива нужен для сопоставления эффективности рассматриваемых видов топлива.

$$B_{\text{Н}}^{\text{год}} = \frac{Q^{\text{год}} \cdot \left(1 + \frac{\text{Пт}}{100}\right) \cdot 10^6}{Q_{\text{Н}}^{\text{р}} \cdot 238,85 \cdot \eta_{\text{бр}}} \quad (4.13)$$

где $Q^{\text{год}}$ – годовая выработка тепла, тыс.Гкал;

$Q_{\text{Н}}^{\text{р}}$ – то же, что в формуле (4.12);

238,85 – коэффициент перевода из МДж/кг в ккал/кг;

Пт – потери твердого топлива при транспортировке и погрузочно-разгрузочных работах, принимаем равным 2% [11];

$\eta_{\text{бр}}$ – КПД брутто котла, %.

Годовой расход условного топлива, т.у.т:

$$B_{\text{усл}}^{\text{год}} = \frac{B_{\text{Н}}^{\text{год}} \cdot Q_{\text{Н}}^{\text{р}}}{7000} \quad (4.14)$$

где 7000 – единица условного топлива, ккал/кг.

Результаты расчетов годовых расходов натурального и условного топлива приведены в таблице 15.

Таблица 15 - Годовые расходы топлива

Расход топлива	Угля	Пеллет
Натурального, т.н.т	35450,5	27208,4
Условного т.у.т	18482,7	16710,7

По результатам расчетов видно, что для котельной на пеллетах в год требуется меньше топлива, в сравнении с котельной, работающей на буром угле.

5 Расчет выбросов вредных вещества

Вопрос о снижении вредных выбросов в атмосферу является основным аргументом при переходе с традиционного угольного топлива на пеллетное. Определим количество выбросов золы, окислов серы и оксидов азота.

5.1 Определение выбросов золы

Количество золы, выбрасываемой в атмосферу, г/с:

$$M_{\text{зл}} = \frac{B_p \cdot 10^6}{3600} \cdot \left(1 - \frac{\eta_{\text{зу}}}{100}\right) \cdot \left[\left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \cdot \frac{A_p}{100} + \frac{q_4}{100}\right] \quad (5.1)$$

где B_p - расчетный часовой расход топлива, т/ч, равен:

$$B_p = \frac{B_H^{\text{год}}}{8765,813} \quad (5.2)$$

$\eta_{\text{зу}}$ – КПД золоуловителя, принимаем равным 90 % [20];

q_4 – потеря теплоты от механической неполноты сгорания, %;

A_p - количество золы на рабочую массу топлива, %.

5.2 Определение выбросов окислов серы

Количество выбрасываемых окислов серы составляет, г/с:

$$M_{SO_2} = \frac{B_p \cdot 10^6}{3600} \cdot \frac{Sp}{100} \cdot \frac{\mu_{SO_2}}{\mu_S} \quad (5.3)$$

где Sp – содержание серы в рабочей массе топлива, %;

μ_{SO_2}, μ_S – молекулярная масса SO_2 и S , их отношение равно 2.

5.3 Определение выбросов оксидов азота

Суммарное количество оксидов азота, выбрасываемое в атмосферу, г/с:

$$M_{NO_x} = 0,034 \cdot \beta_1 \cdot k \cdot B_p \cdot Q_H^p \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \cdot (1 - \beta_2 \cdot r) \quad (5.4)$$

где β_1 – коэффициент, учитывающий влияние качества топлива на и способа удаления шлокозолоудаления на выход оксидов азота, принимаем равным 1 [20];

k – коэффициент, характеризующий выход оксида азота на тонну сожженного условного топлива, определяется:

$$k = \frac{2,5 \cdot Q}{20 + Q_H} \quad (5.5)$$

где Q_H и Q – номинальная и действительная теплопроизводительность котла, Гкал/ч.

β_2 – коэффициент, характеризующий эффективность действия рециркуляции продуктов сгорания, принимаем 0,01 [20];

r – степень рециркуляции продуктов сгорания, принимаем равным 20 [20].

Тогда выброс двуокиси азота, г/с:

$$M_{NO_2} = 0,8 \cdot M_{NO_x} \quad (5.6)$$

Результаты расчета выбросов веществ из котельной приведены в таблице 16.

Таблица 16 - Выбросы вредных веществ в атмосферу

Вещество	Количество выбросов	
	При сжигании угля, г/с	При сжигании пеллет, г/с
Зола	13,5	1,032
Окислы серы SO ₂	4,5	0,17
Оксиды азота NO ₂	1,36	1,26

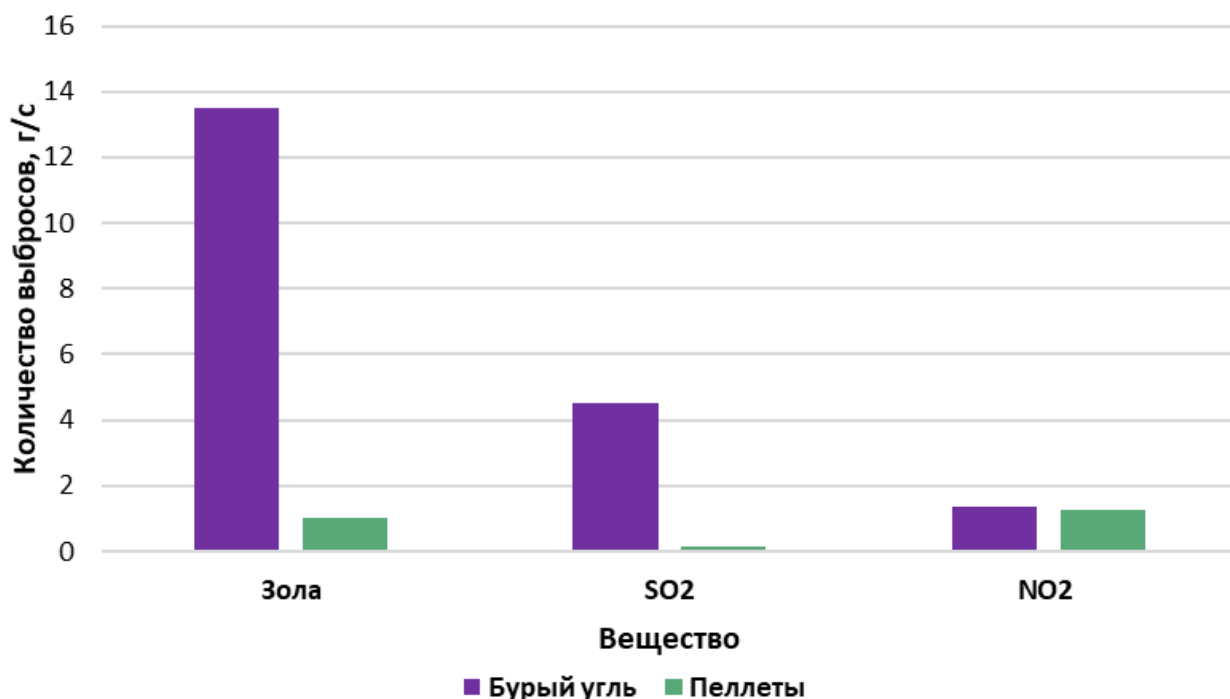


Рисунок 10 - Объемы выбросов веществ в атмосферу

По результатам расчетов видно, что при использовании пеллетного топлива, по сравнению с бурым углем, количество выбросов золы в атмосферу сократилось в 13 раз, а количество серы почти в 26,5 раз.

5.4 Расчет высоты дымовой трубы

Для отвода продуктов сгорания из котла и рассеивании их в атмосфере, на котельной устанавливается дымовая труба. Произведем расчет дымовой трубы для угольной котельной и котельной на биотопливе.

5.4.1 Дымовая труба для угольной котельной

Высота дымовой трубы, м:

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot m \cdot n \cdot F \cdot M}{\text{ПДК} - C_{\phi}} \cdot \sqrt[3]{\frac{z}{V_d \cdot \Delta T}}} \quad (5.7)$$

где A – коэффициент, зависящий от метеорологических условий, равняется 200 для Сибири [20];

F – коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосферном воздухе, принимаем равным 2 для частиц золы и 1 – для газообразных веществ [20];

ΔT – разность между температурой уходящих газов $\vartheta = 160$ °С и средней температурой наружного воздуха в 13 часов наиболее жаркого месяца, принимаем $t_{\text{в}} = 24$ °С [23], разность температур равняется:

$$\Delta T = \vartheta - t_{\text{в}} = 160 - 24 = 136 \quad (5.8)$$

m и n – безразмерные коэффициенты, учитывающие условия выхода газозадушной смеси из устья трубы;

M – массовый выброс вещества, г/с;

ПДК – максимально разовая предельно допустимая концентрация вредного вещества, определяется согласно [24], мг/м³;

C_{ϕ} – фоновая концентрация вредного вещества, мг/м³;

z – количество дымовых труб;

$V_{\text{д}}$ – объемный расход выбрасываемых газов, м³/с:

$$V_{\text{д}} = B_{\text{р}} \cdot (V_{\text{г}} + (\alpha - 1) \cdot V_{\text{в}}^0) \cdot \frac{\vartheta + 273}{273} \quad (5.9)$$

где $B_{\text{р}}$ - расчетный часовой расход топлива, формула (5.2) кг/с;

$V_{\text{г}}$ - суммарный объем продуктов сгорания, формула (4.5), м³/кг;

$V_{\text{в}}^0$ - теоретический объем воздуха, формула (4.1), м³/кг;

α – избыток воздуха на выходе из котла, то же, что в формуле (4.5);

ϑ – то же, что в формуле (5.8).

Объемный расход дымовых газов равняется, м³/с:

$$V_{\text{д}} = 1,123 \cdot (7,043 + (1,5 - 1) \cdot 4,153) \cdot \frac{160 + 273}{273} = 16,3$$

Наибольший массовый выброс у золы, значит расчет дымовой трубы производится исходя из количества выбросов золовых частиц.

Фоновая концентрация золы, мг/м³:

$$C_{\phi_{\text{зол}}} = 0,1 \cdot \text{ПДК}_{\text{зол}} = 0,1 \cdot 0,5 = 0,05 \quad (5.10)$$

В первом приближении зададимся:

$H = 25$ м высота трубы;

$\omega_{\text{вых}} = 20$ м/с скорость газов на выходе из трубы [20].

Тогда диаметр устья дымовой трубы равняется, м:

$$D_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{д}}}{\pi \cdot \omega_{\text{вых}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 16,3}{\pi \cdot 20}} = 1,02 \quad (5.11)$$

Выбираем ближайшее наибольшее значения диаметра устья трубы из стандартных [20]: $D_{\text{тр}} = 1,05$ м.

Определяем эмпирические коэффициенты:

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{f} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{f}} \quad (5.12)$$

где f – коэффициент, определяется следующим образом:

$$f = \frac{10^3 \cdot \omega_{\text{ВЫХ}}^2 \cdot D_{\text{тр}}}{H^2 \cdot \Delta T} \quad (5.13)$$

где ΔT – то же, что в формуле (5.7).

Коэффициент f равняется:

$$f = \frac{10^3 \cdot 20^2 \cdot 1,05}{25^2 \cdot 136} = 4,8$$

Тогда m равно:

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{4,8} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{4,8}} = 0,68$$

Для определения коэффициента n предварительной найдем v_m :

$$v_m = 0,65 \cdot \sqrt{\frac{V_d \cdot \Delta T}{H}} = 0,65 \cdot \sqrt{\frac{16,3 \cdot 136}{25}} = 6,12 \quad (5.14)$$

где V_d – объемный расход дымовых газов, то же, что в формуле (5.9).

при $v_m > 2$ $n = 1$

Найдем высоту дымовой трубы по формуле (5.7), м:

$$H = \sqrt{\frac{200 \cdot 13,5 \cdot 2 \cdot 0,68}{0,5 - 0,05}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{16,3 \cdot 136}} = 25$$

Принятая ранее высоты трубы совпадает с расчетной, значит можем оставить изначальные данные без изменения.

$H = 25$ м высота трубы;

$D_{\text{тр}} = 1,02$ м диаметр устья дымовой трубы.

Рассчитаем минимальную приземную концентрацию, мг/м³:

$$C_{\min} = \frac{A \cdot M \cdot F \cdot m \cdot n \cdot \sqrt[3]{\frac{z}{V_d \cdot \Delta T}}}{H^2} \quad (5.15)$$

Минимальная приземная концентрация равняется, мг/м³:

$$C_{\min}^{\text{зол}} = \frac{200 \cdot 13,5 \cdot 2 \cdot 0,68 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{16,3 \cdot 136}}}{25^2} = 0,45$$

Приземная концентрация равна, мг/м³:

$$C_{\text{зол}} = C_{\min}^{\text{зол}} + C_{\text{фзол}} = 0,45 + 0,5 = 0,9 \quad (5.16)$$

Проверим:

$$C_{\text{зол}} = 0,9 \frac{\text{мг}}{\text{м}^3} \leq \text{ПДК}_{\text{зол}} = 0,9 \frac{\text{мг}}{\text{м}^3}$$

Приземная концентрация золы удовлетворяет условию и не превышает ПДК. Для угольной котельной принимаем к установке трубу высотой 25 м.

5.4.2 Дымовая труба для pelletной котельной

Аналогично определим высоту дымовой трубы для pelletной котельной.

Наибольший массовый выброс при у азота. Диоксид серы и диоксид азота являются веществами одностороннего действия, поэтому учитываем их совместное воздействие на организм человека.

Определим массовый выброс диоксидов в атмосферу, г/с:

$$M = M_{SO_2} + M_{NO_2} \cdot \left(\frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_{NO_2}} \right) = 0,172 + 1,26 \cdot \left(\frac{0,5}{0,2} \right) = 3,3 \quad (5.17)$$

Фоновые концентрации оксида серы и азота, соответственно, мг/м³, равняются:

$$C\phi_{SO_2} = 0,1 \cdot ПДК_{SO_2} = 0,1 \cdot 0,5 = 0,05 \quad (5.18)$$

$$C\phi_{NO_2} = 0,09 \cdot ПДК_{NO_2} = 0,09 \cdot 0,2 = 0,018 \quad (5.19)$$

Объемный расход дымовых газов определяется по формуле (5.9), м³/с:

$$V_d = 0,862 \cdot (7,61 + (1,5 - 1) \cdot 4,526) \cdot \frac{160 + 273}{273} = 13,56$$

В первом приближении принимаем:

$H = 20$ м высота трубы;

$\omega_{\text{вых}} = 20$ м/с скорость газов на выходе из трубы [20].

Диаметр устья дымовой трубы, м, по формуле (5.11):

$$D_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_d}{\pi \cdot \omega_{\text{вых}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 13,56}{\pi \cdot 20}} = 0,93$$

Выбираем ближайшее наибольшее значения диаметра устья трубы из стандартных [20]: $D_{\text{тр}} = 1,05$ м.

Эмпирические коэффициенты m , f , u_m определим из формул (5.12), (5.13) и (5.14), соответственно.

Тогда:

$$f = \frac{10^3 \cdot \omega_{\text{вых}}^2 \cdot D_{\text{тр}}}{H^2 \cdot \Delta T} = \frac{10^3 \cdot 20^2 \cdot 1,05}{20^2 \cdot 136} = 7,7$$

Откуда m равно:

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{f} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{f}} = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{7,7} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{7,7}} = 0,617$$

Для определения коэффициента n предварительно найдем v_M :

$$v_M = 0,65 \cdot \sqrt{\frac{V_d \cdot \Delta T}{H}} = 0,65 \cdot \sqrt{\frac{13,56 \cdot 136}{25}} = 6,2$$

при $v_M > 2$ $n = 1$

Высота дымовой трубы, м:

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot m \cdot n \cdot F \cdot M}{\text{ПДК}_{\text{SO}_2} - C\Phi_{\text{SO}_2} - C\Phi_{\text{NO}_2} \cdot \frac{\text{ПДК}_{\text{SO}_2}}{\text{ПДК}_{\text{NO}_2}}} \cdot \sqrt[3]{\frac{z}{V_d \cdot \Delta T}}} \quad (5.20)$$

Высота трубы в первом приближении равняется, м;

$$H = \sqrt{\frac{200 \cdot 3,3 \cdot 1 \cdot 0,617}{0,5 - 0,05 - 0,018 \cdot \frac{0,5}{0,2}}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{13,56 \cdot 136}} = 9,1$$

Получившаяся высота значительно отличается от принятой ранее, повторяем расчет.

Во втором приближении принимаем:

$H = 9,1$ м – высота дымовой трубы;

$D_{\text{тр}} = 0,9$ м – диаметр устья дымовой трубы.

Уточним скорость дымовых газов на выходе из трубы, м/с:

$$\omega_{\text{вых}} = \frac{4 \cdot V_d}{\pi \cdot D_{\text{тр}}^2} = \frac{4 \cdot 13,56}{\pi \cdot 0,9^2} = 21,3 \quad (5.21)$$

Эмпирические коэффициенты:

Коэффициент f равняется:

$$f = \frac{10^3 \cdot 21,3^2 \cdot 0,9}{9,1^2 \cdot 136} = 36,24$$

Тогда m равно:

$$m_1 = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{36,24} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{36,24}} = 0,417$$

Найдем v_M для определения n :

$$v_M = 0,65 \cdot \sqrt{\frac{13,56 \cdot 136}{9,1}} = 2,6$$

при $v_M > 2$ $n_1 = 1$

Высота трубы во втором приближении равна, м:

$$H' = H \cdot \sqrt{\frac{m \cdot n}{m_1 \cdot n_1}} = 11,02 \cdot \sqrt{\frac{0,617 \cdot 1}{0,417 \cdot 1}} = 11 \quad (5.22)$$

Уточним полученное значение.

В третьем приближении принимаем:

$H = 11$ м – высота дымовой трубы;

$D_{тр} = 0,9$ м – диаметр устья дымовой трубы.

Эмпирические коэффициенты:

Коэффициент f равняется:

$$f = \frac{10^3 \cdot 21,3^2 \cdot 0,9}{11^2 \cdot 136} = 24,49$$

Тогда m равно:

$$m_2 = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{24,49} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{24,49}} = 0,465$$

Найдем v_M для определения n :

$$v_M = 0,65 \cdot \sqrt{\frac{13,56 \cdot 136}{11}} = 8,4$$

при $v_M > 2$ $n_2 = 1$

Высота трубы в третьем приближении равна, м:

$$H' = H \cdot \sqrt{\frac{m_1 \cdot n_1}{m_2 \cdot n_2}} = 11 \cdot \sqrt{\frac{0,417 \cdot 1}{0,465 \cdot 1}} = 10,5 \quad (5.23)$$

Принимаем к установке на pelletной котельной дымовую трубу высотой $H = 11$ м с диаметром устья $D_{тр} = 0,9$ м.

Рассчитаем минимальную приземную концентрацию от выбросов SO_2 и NO_2 по формуле (5.15).

Минимальная приземная концентрация двуокиси серы равняется, mg/m^3 :

$$C_{min}^{SO_2} = \frac{200 \cdot 0,172 \cdot 1 \cdot 0,465 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{13,56 \cdot 136}}}{11^2} = 0,011$$

Минимальная приземная концентрация оксида азота равняется, mg/m^3 :

$$C_{min}^{NO_2} = \frac{200 \cdot 1,266 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{13,56 \cdot 136}}}{11^2} = 0,079$$

Откуда:

Приземная концентрация SO_2 равняется, mg/m^3 :

$$C_{SO_2} = C_{min}^{SO_2} + C\phi_{SO_2} = 0,011 + 0,05 = 0,061 \quad (5.24)$$

Приземная концентрация NO_2 равняется, mg/m^3 :

$$C_{NO_2} = C_{min}^{NO_2} + C\phi_{SO_2} = 0,079 + 0,018 = 0,097 \quad (5.25)$$

Проверим:

$$C_{SO_2} = 0,061 \frac{\text{мг}}{\text{м}^3} \leq \text{ПДК}_{SO_2} = 0,5 \frac{\text{мг}}{\text{м}^3}$$

$$C_{NO_2} = 0,097 \frac{\text{мг}}{\text{м}^3} \leq \text{ПДК}_{NO_2} = 0,2 \frac{\text{мг}}{\text{м}^3}$$

Приземные концентрация оксидов серы и азота удовлетворяют условию и не превышает ПДК. Для котельной на пеллетном топливе принимаем к установке дымовую трубу высотой 11 м.

Таблица 17 - Высота дымовой трубы

Вид топлива для котельной	Высота дымовой трубы, м
Бурый уголь	25
Пеллеты	11

По результатам расчетов, для обоих видов топлива получаем, что требуемая высота дымовой трубы на угольной котельной более чем в два раза выше, чем для пеллетной.

6 Дополнительное оборудование для котельной

6.1 Выбор дутьевого вентилятора

Дутьевой вентилятор предназначен для подачи чистого воздуха в топочную камеру котла с целью обеспечения процесса горения топлива. Температура холодного воздуха принимается $t_{хв} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Выбор дутьевого вентилятора производится исходя из его производительности и напора, который необходимо создать.

Расход холодного воздуха определяется по формуле, м³/с:

$$V_B = B_p \cdot V_B^0 \cdot (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} + \Delta\alpha_{вп}) \cdot \frac{t_{хв} + 273}{273} \quad (6.1)$$

где B_p – расчетный расход топлива, кг/с, формула (5.2);

V_B^0 – теоретическое количество воздуха, необходимое для сжигания 1 кг топлива, м³/кг, формула (4.1);

α_T – избыток воздуха в топочной камере, принимается 1,3 [20];

$\Delta\alpha_T$ – присос воздуха в топочной камере, равный 0,1 [20];

$\Delta\alpha_{пл}$, $\Delta\alpha_{вп}$ – присосы воздуха в системе пылеприготовления и в воздухоподогревателе, равны 0 [20];

$t_{хв}$ – температура холодного воздуха, °С.

Расход холодного воздуха равен, м³/с:

Для угольной котельной:

$$V_B = 1,12 \cdot 4,153 \cdot (1,3 - 0,1 - 0 + 0) \cdot \frac{30 + 273}{273} = 6,2$$

Для пеллетной котельной:

$$V_B = 0,86 \cdot 4,526 \cdot (1,3 - 0,1 - 0 + 0) \cdot \frac{30 + 273}{273} = 5,2$$

Производительность дутьевого вентилятора, м³/ч:

$$Q_{дв} = V_B \cdot \beta_1 \cdot \frac{101080}{h_б} \cdot 3600 \quad (6.2)$$

где β_1 коэффициент запаса по производительности, принимаем равный 1,05 [20];

$h_б$ – барометрическое давление в месте установки машины, равно 101325 Па [20].

Расчетное полное давление, которое должен создать вентилятор, определяется по формуле, Па:

$$H_p = \beta_2 \cdot \Delta H_{\text{п}} \quad (6.3)$$

где β_2 – коэффициент запаса по напору, равен 1,1 [20];

$\Delta H_{\text{п}}$ – перепад полных давлений по воздушному тракту, Па, определяется:

$$\Delta H_{\text{п}} = \Delta H - H_c \quad (6.4)$$

ΔH – суммарное сопротивление воздушного тракта, принимаем равным 1900 Па [20];

H_c – величина самотяги, принимаем 0 Па [20];

Определим полное давление, которое должен создать вентилятор, Па:

$$H_p = 1,1 \cdot 1900 = 2090$$

Для pelletной котельной можем принять такие же значения давления. [16]

Производительность дутьевого вентилятора по формуле (6.2), м³/ч:

Для угольной котельной:

$$Q_{\text{дв}} = 6,2 \cdot 1,1 \cdot \frac{101080}{101325} \cdot 3600 = 23380$$

Для pelletной котельной:

$$Q_{\text{дв}} = 5,2 \cdot 1,1 \cdot \frac{101080}{101325} \cdot 3600 = 19573$$

Для наглядности полученные значения занесем в таблицу 18.

Таблица 18 - Данные для подбора дутьевого вентилятора

Топливо на котельной	Производительность $Q_{\text{дв}}$, м ³ /ч	Полное давление H_p , Па
Уголь	23380	2090
Пеллеты	19573	2090

По полученным значениям определим дутьевой вентилятор для котельной, по каталогу [25].

Для угольной котельной к установке принимаем вентилятор ВДН-15Х-750. Его технические характеристики приведены в таблице 19.

Таблица 19 - Технические характеристики дутьевого вентилятора ВДН-15Х-750

Параметр	Значение
Подача, м ³ /ч	14000-60000
Напор, Па	1200-2400
Максимальный КПД, %	85
Частота вращения, об/мин	750
Номинальная мощность, кВт	37

Котел в биотопливной котельной работает по технологии ВЦКС, эта технология предполагает установку двух дутьевых вентиляторов. В кипящий слой подается 60% воздуха (первичный воздух), необходимого для горения топлива, а в надслоевом пространстве вдувается остальные 40% (вторичный воздух). Произведем расчеты по расходу для каждого из двух вентиляторов [16].

Расход вентилятором первичного воздуха, м³/ч:

$$Q'_{дв} = Q_{дв} \cdot 0,6 = 19573 \cdot 0,6 = 11743,9 \quad (6.5)$$

Расход вентилятором вторичного воздуха, м³/ч:

$$Q''_{дв} = Q_{дв} \cdot 0,4 = 19573 \cdot 0,4 = 7829,3 \quad (6.6)$$

Тогда для первичного и вторичного дутья выбираем вентилятор ВДН-11,2Х-1000. Его технические характеристики приведены в таблице 20.

Таблица 20 -Технические характеристики дутьевого вентилятора ВДН-11,2Х-1000

Параметр	Значение
Подача, м ³ /ч	7000-31000
Напор, Па	900-2400
Максимальный КПД, %	83
Частота вращения, об/мин	1000
Номинальная мощность, кВт	18,5

6.2 Выбор дымососа

Дымосос устанавливается после котла для удаления продуктов сгорания в атмосферу.

Производительность дымососа, м³/ч:

$$Q_{дс} = V_{д} \cdot \beta_1 \cdot \frac{101080}{h_6} \cdot 3600 \quad (6.7)$$

где β_1 коэффициент запаса по производительности, принимаем равный 1,1 [20];

h_6 – то же, что в формуле (6.2);

$V_{д}$ – объемный расход дымовых газов, формула (5.9), м³/с;

Расчетное полное давление определяется по формуле, Па:

$$H_p = \beta_2 \cdot \Delta H_{п} \quad (6.8)$$

где β_2 – коэффициент запаса по напору, равен 1,1 [20];

$\Delta H_{п}$ – перепад полных давлений в газовом тракте, Па, определяется:

$$\Delta H_{\Pi} = h''_{\tau} + \Delta H - H_c \quad (6.9)$$

ΔH – суммарное сопротивление газового тракта котла, принимаем равным 2500 Па [20];

h''_{τ} – разрежение в верхней части топочной камеры, принимается равной 20 Па [20];

H_c – величина самотяги, Па, равна:

$$H_c = H \cdot 9.81 \cdot \left(1,21 - p \cdot \rho_0 \cdot \frac{273}{273 + \vartheta} \right) \quad (6.10)$$

где p – абсолютное среднее давление продуктов сгорания, принимается равным 1, Па [20];

ρ_0 – плотность продуктов сгорания, принимается 1,293 кг/м³ [20];

H – высота дымовой трубы, м;

ϑ – температура уходящих газов, то же, что в формуле (5.8).

Величина самотяги равняется, Па:

Для угольной котельной:

$$H_c = 25 \cdot 9.81 \cdot \left(1,21 - 1 \cdot 1,293 \cdot \frac{273}{273 + 160} \right) = 96,8$$

Для пеллетной:

$$H_c = 13 \cdot 9.81 \cdot \left(1,21 - 1 \cdot 1,293 \cdot \frac{273}{273 + 160} \right) = 50,3$$

Откуда полный перепад давлений равен, Па:

Для угольной котельной:

$$\Delta H_{\Pi} = 2500 + 20 - 96,8 = 2423,2$$

Для пеллетной:

$$\Delta H_{\text{п}} = 2500 + 20 - 50,3 = 2469,7$$

Определим полное давление, которое должен создать вентилятор, Па:

Для угольной котельной:

$$H_{\text{р}} = 1,1 \cdot 2423,2 = 2665,5$$

Для пеллетной котельной:

$$H_{\text{р}} = 1,1 \cdot 2469,7 = 2716,7$$

Производительность дымососа по формуле (6.7), м³/ч:

Для угольной котельной:

$$Q_{\text{дс}} = 16,3 \cdot 1,1 \cdot \frac{101080}{101325} \cdot 3600 = 64486$$

Для пеллетной котельной:

$$Q_{\text{дс}} = 13,56 \cdot 1,1 \cdot \frac{101080}{101325} \cdot 3600 = 53567$$

Для наглядности полученные значения занесем в таблицу 21.

Таблица 21 - Данные для подбора дымососа

Топливо на котельной	Производительность $Q_{\text{дс}}$, м ³ /ч	Полное давление $H_{\text{р}}$, Па
Уголь	64486	2665,2
Пеллеты	53567	2716,7

По полученным значениям определим дымосос для котельной [25].

Для угольной и для пеллетной котельной к установке принимаем дымосос ДН-17Х-1000. Его технические характеристики приведены в таблице 22.

Таблица 22 - Технические характеристики дымососа ДН-17Х-1000

Параметр	Значение
Подача, м ³ /ч	25000-115000
Напор, Па	2100-4500
Максимальный КПД, %	85
Частота вращения, об/мин	1000
Номинальная мощность, кВт	132

6.3 Топливное хозяйство

По нормативным запасам, объема топлива на складе должно хватать не менее чем на 7 суток. [26]. Для угольной котельной, топливо предлагается хранить в штабелях на открытом воздухе. Для этого необходимо в сухом не заболоченном месте подготовить место расположения склада. Площадка должна быть выравнена и очищена от мусора и растительности, а также покрыта смесью шлака и глины и хорошо утрамбована. Угольный склад нельзя обустривать над подземными коммуникациями и сооружениями.

Так как Ирша-Бородинский бурый уголь обладает большим выходом летучих $V_L = 47\%$, он подвержен самовозгоранию при хранении. Для предотвращения самовозгорания топливо необходимо следить за температурой внутри штабеля, она не должна превышать 60 °С, а также укатывать катками, тем самым уплотняя штабель и ограничивая его высоту.

Подача угля в котел осуществляется с помощью системы ленточных конвейеров. Погрузчиком или экскаватором уголь подается на ленточный конвейер первого подъема, с помощью которого направляется на дробилку. Далее раздробленные куски угля ленточным конвейером второго подъема направляются в бункера котлов.

Для хранения топлива на пеллетной котельной предлагается специальный склад-силос объемом на 613 м³, что позволит хранить до 920 тонн топлива. Это хранилище сможет обеспечить практически двухнедельный запас пеллетного топлива на территории котельной.

Подача топлива в этом случае позволяет отказаться от одного ленточного конвейера и дробилки. Топливные гранулы из склада-силоса с помощью одного ленточного конвейера подаются напрямую в бункеры котлов.

7 Расчет экономической эффективности

В данном разделе работы определяются все производственные издержки котельной, а также рассчитывается тариф на тепловую энергию. Основной целью является сравнение двух видов топлива с экономической точки зрения.

Производственные издержки включают в себя следующие показатели:

1. Затраты на топливо;
2. Затраты на электроэнергию
3. Затраты на воду
4. Оплата сточных вод;
5. Расходы на оплату труда;
6. Страховые взносы;
7. Амортизационные отчисления;
8. Затраты на ремонт оборудования;
9. Плата за выбросы загрязняющих веществ;
10. Прочие расходы

Для определения себестоимости производства и тарифа на тепловую энергию, выполним расчет каждой статьи производственных издержек.

7.1 Расчет цены на топливо

Рассчитывается стоимость технологического топлива, расходуемого на производство тепловой энергии. В эту цену помимо стоимости самого топлива, входят также и расходы на транспортировку до котельной.

Издержки на топливо равняются, руб:

$$И_T = B_H^{\text{год}} \cdot C_T \quad (7.1)$$

где $B_H^{\text{год}}$ - годовой расход натурального топлива, т.н.т, таблица 15;

C_T - цена на топливо с учетом доставки, для Ирша-Бородинского угля цена составляет 1800 рублей за тонну, а для пеллетных гранул – 6500 руб/т.

7.2 Затраты на электроэнергию

Издержки на электроэнергию составляют, руб:

$$И_Э = W_{CH} \cdot C_Э \quad (7.2)$$

где $C_Э$ - тариф на электроэнергию в первую половину 2022 года принимаем, равным 4,57 руб/кВт·ч [27];

W_{CH} – годовой расход электроэнергии на собственные нужды котельной, кВт·ч, равняется:

$$W_{CH} = N_y \cdot H_y \cdot k_{эл} \quad (7.3)$$

где H_y – число часов работы котельной в году, равняется 8400 часов;

$k_{эл}$ – коэффициент использования установленной электрической мощности, равен 0,75 [12];

N_y – установленная мощность токоприемников, МВт. Данные о потребителях электроэнергии представлены ниже в таблице 23.

Таблица 23 - Постоянные потребители электрической энергии

Наименование оборудования	Компоновка котельной			
	Угольная		Пеллетная	
	Кол-во	Мощность токоприемников, кВт	Кол-во	Мощность токоприемников, кВт
Сетевой насос Wilo Atmos GIGA-B 100/315-200/2	2	389,6	2	389,6
Насос сырой воды Wilo Atmos GIGA-B 32/240-15/2	1	11,57	1	11,57
Подпиточный насос Wilo Atmos GIGA-B 32/125-3/2	1	2,71	1	2,71
Рециркуляционный насос	3	47,4	3	47,4
Дымосос ДН-17Х-1000	1	132	1	132
Дутьевой вентилятор ВДН-15Х-1000	1	37	-	-
Дутьевой вентилятор ВДН-11,2Х-1000	-	-	2	37
Вентилятор возврата уноса	2	26	2	26
Забрасыватель	2	2,2	-	-
Привод вала	2	1,5	2	1,5
Ленточный конвейер	4	60	2	30
Дробилка	2	52	-	-
Остальное оборудование	-	403	-	403

Данные по потребляемой мощности оборудования, которое не выбиралось ранее, были взяты приблизительно на основе проекта из [11].

Тогда установленная мощность токоприемников составляет:

- $N_y^{\text{уголь}} = 1164,98$ кВт;
- $N_y^{\text{пеллеты}} = 1080,78$ кВт.

Годовой расход электроэнергии на собственные нужды составит, кВт·ч:

Для угольной котельной:

$$W_{\text{СН}} = 1164,98 \cdot 8400 \cdot 0,75 = 7339374$$

Для пеллетной котельной:

$$W_{\text{СН}} = 1080,78 \cdot 8400 \cdot 0,75 = 6808914$$

7.3 Затраты на воду

Определяются затраты на восполнение утечек воды. Источником водоснабжения является местное подразделение «Водоканала».

Затраты на воду, руб.:

$$I_B = G_{\text{СВ}}^{\text{год}} \cdot C_B \quad (7.4)$$

где C_B - тариф на воду, принимаем равным 22,69 руб./м³ [27];

$G_{\text{СВ}}^{\text{год}}$ – годовой расход сырой воды, м³, равняется:

$$G_{\text{СВ}}^{\text{год}} = 24 \cdot n_0 \cdot G_{\text{СВ.МЗ}} + 24 \cdot (350 - n_0) \cdot G_{\text{СВ.Л}} \quad (7.5)$$

где n_0 – продолжительность отопительного периода, сут, таблица 2;

$G_{\text{СВ.МЗ}}$ – расход сырой воды на котельной в максимально зимнем режиме, т/ч, формула (3.5);

$G_{\text{СВ.Л}}$ – расход сырой воды в летнем режиме, т/ч, формула (3.6).

Годовой расход сырой воды, м³:

$$G_{\text{СВ}}^{\text{ГОД}} = 24 \cdot 251 \cdot 17,6 + 24 \cdot (350 - 215) \cdot 0,961 = 109244,5$$

7.4 Оплата сточных вод

Затраты на сброс сточный вод, руб.:

$$I_{\text{СТ.В}} = G_{\text{СТ.В}}^{\text{ГОД}} \cdot C_{\text{СТ.В}} \quad (7.6)$$

где $C_{\text{СТ.В}}$ - тариф на оплату сточных вод, руб./м³, равняется 14,2 [27];

$G_{\text{СТ.В}}^{\text{ГОД}}$ – годовой объем стоков, м³. Приблизительно принимаем 20% от годового расхода сырой воды, 20 процентов идет на регенерацию фильтров [17].

7.5 Расходы на оплату труда

Определяются исходя из средней годовой заработной платы и количества персонала на котельной.

Равняются, руб.:

$$I_{\text{ЗП}} = 12 \cdot Z_{\text{мес}} \cdot Ч \quad (7.7)$$

где $Z_{\text{мес}}$ – среднемесячная заработная плата, принимаем равной 58988,7 [12];

$Ч$ – численность персонала. И для угольной и для пеллетной котельной для расчета принимаем одинаковое количество персонала – 42 человека [12].

7.6 Страховые взносы

Страховые взносы – это процент от заработной платы работников, которые отчисляются в пенсионный фонд, фонд социального страхования и фонд обязательного медицинского страхования. Суммарно составляют 30 процентов от заработной платы [12].

Страховые взносы равняются, руб.:

$$I_{\text{отч}} = 0,3 \cdot I_{\text{ЗП}} \quad (7.8)$$

7.7 Амортизация основных фондов

Учитываются амортизационные отчисления на полное восстановление основных производственных фондов котельной. Составляют, руб.:

$$I_{\text{ам}} = K_{\text{об}} \cdot \frac{H_{\text{А}}^{\text{об}}}{100} + K_{\text{стр}} \cdot \frac{H_{\text{А}}^{\text{стр}}}{100} \quad (7.9)$$

где $K_{\text{об}}$ – капитальные вложения в оборудование, для обеих компоновок котельной принимаем 154,548 млн.руб. [12];

$H_{\text{А}}^{\text{об}}$ – норма амортизации зданий и сооружений, равная 2 % [12];

$K_{\text{стр}}$ – капитальные вложения в здания и сооружения, для обеих компоновок котельной принимаем 213424,5 млн.руб. [12];

$H_{\text{А}}^{\text{стр}}$ – норма амортизации оборудования, равна 6% [12].

7.8 Затраты на ремонт

Учитывается стоимость капитального и планового ремонтов. Составляет 15 процентов от капитальных вложений в оборудование и 1 процент от общих капитальных вложений.

Затраты на ремонт равняются, руб.:

$$I_p = K_{об} \cdot 0,15 + (K_{стр} + K_{об}) \cdot 0,01 \quad (7.10)$$

7.9 Плата за выбросы загрязняющих веществ

Плата за загрязнение окружающей среды рассчитывается по объемам выбросов твердых частиц, а также оксидов азота и серы.

Плата за выбросы, руб.:

$$I_{выб} = k_{эк} \cdot k_{инд} \cdot (M_{зол} \cdot S_{зол} + M_{SO_2} \cdot S_{SO_2} + M_{NO_2} \cdot S_{NO_2}) \quad (7.11)$$

где $M_{зол}$, M_{SO_2} , M_{NO_2} – годовые выбросы золы, двуокиси серы и двуокиси азота, соответственно, т/год;

$S_{зол}$, S_{SO_2} , S_{NO_2} - годовая плата за выбросы золы, двуокиси серы и двуокиси азота, соответственно, руб./т. Равняются 15,1 для золы, 45,4 для окислов серы и 138,8 для оксида азота [28];

$k_{эк}$ – коэффициент экологической ситуации, принимаем равным 1,68 [12];

$k_{инд}$ – коэффициент индексации платы за выбросы, равняется 1,08 [12].

7.10 Прочие расходы

К прочим расходам относят, не вошедшие в рассмотренные раньше статьи: налоги, сборы, подготовка кадров, охрана труда, техника безопасности и т.д.

Прочие расходы составляют 20 процентов от суммы затрат на заработную плату, страховые взносы и амортизационные отчисления, руб.:

$$I_{пр} = 0,2 \cdot (I_{зп} + I_{отч} + I_{ам}) \quad (7.12)$$

Результаты расчетов эксплуатационных затрат приведены в таблице 24.

Таблица 24 - Эксплуатационные затраты котельной

Статья расходов	Значения, тыс.руб.		Разница, %
	Угольная котельная	Пеллетная котельная	
Затраты на топливо	63810,9	176854,3	177,15
Затраты на электроэнергию	33540,94	31116,74	-7,2
Затраты на воду	2479	2479	0
Оплата сточных вод	310,25	310,25	0
Расходы на оплату труда	29730,3	29730,3	0
Страховые взносы	8919,09	8919,09	0
Амортизация основных фондов	15896,44	15896,44	0
Затраты на ремонт	26862,04	26862,04	0
Плата за выбросы загрязняющих веществ	34,021	11,4	-66,5
Прочие расходы	10909,17	10909,17	0
Итого затрат	192491,9	303101,78	57,46

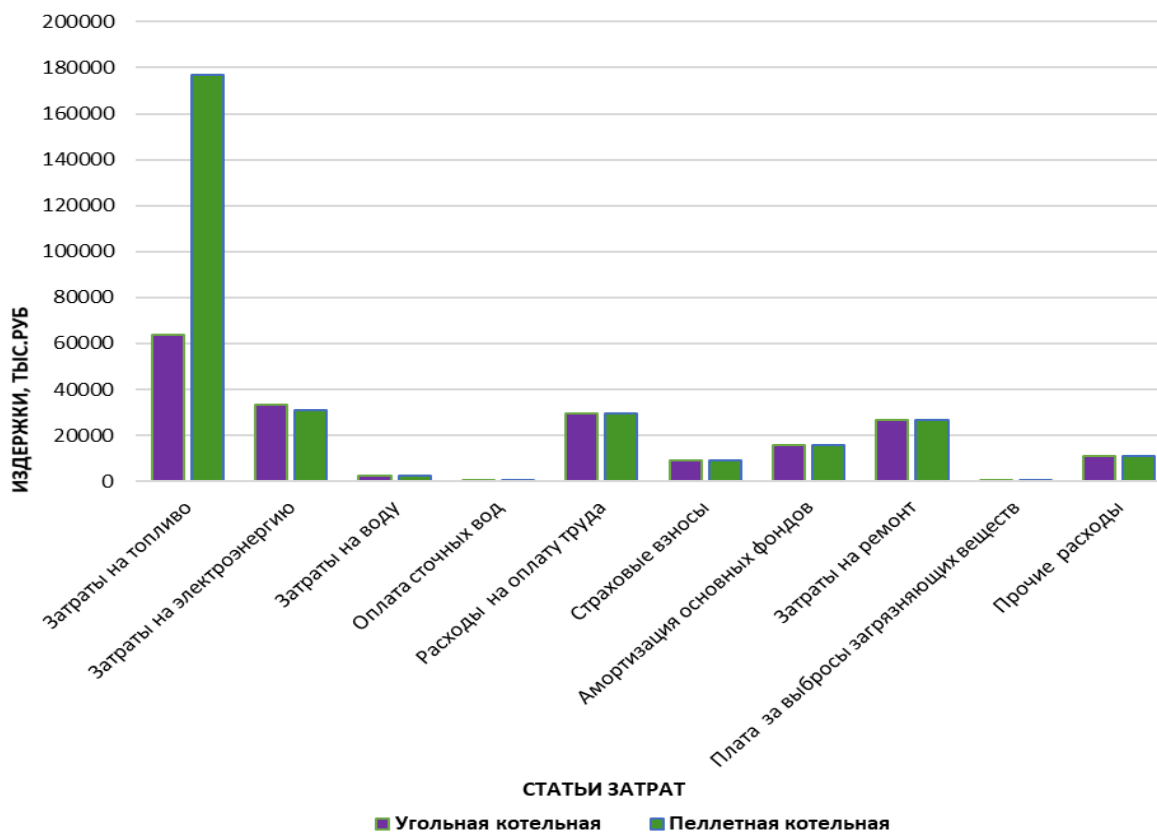


Рисунок 11 - Эксплуатационные затраты котельной

По результатам расчетов видно, что при работе котельной на биотопливе, по сравнению с котельной на буром угле, затраты на электроэнергию сокращаются на 7,2 %, плата за выбросы загрязняющих веществ уменьшается на 66,5 процентов, однако, на 177,15 % увеличиваются издержки на топливо, что приводит к увеличению итоговых эксплуатационных издержек на 57,46 %.

7.11 Тариф на тепловую энергию

Определим себестоимость производства одного Гкал, руб./Гкал:

$$C = \frac{I_{\text{сумм}}}{Q^{\text{год}}} \quad (7.13)$$

где $I_{\text{сумм}}$ – общие эксплуатационные затраты котельной, тыс.руб.;

$Q^{\text{год}}$ – годовая выработка тепловой энергии, тыс.Гкал, таблица 5.

Себестоимость производства одной Гкал равняется, руб./Гкал:

Для угольной котельной:

$$C = \frac{192491,9}{104,485} = 1842,3$$

Для котельной на биотопливе:

$$C = \frac{303105,76}{104,485} = 2900,7$$

Рассчитаем тариф на тепловую энергию для населения рассматриваемого условного поселка, руб./Гкал:

$$T = C \cdot \left(1 + \frac{P}{100}\right) \quad (7.14)$$

где P – рентабельность продукции, составляет 30 % [12].

Тариф на тепловую энергию, произведенную на угольной котельной составляет, руб./Гкал:

$$T = 1842,3 \cdot \left(1 + \frac{30}{100}\right) = 2394,9$$

Тариф на тепловую энергию, произведенной на пеллетной котельной, руб./Гкал:

$$T = 2900,7 \cdot \left(1 + \frac{30}{100}\right) = 3771$$

При использовании на котельной пеллетного топлива, себестоимость одной Гкал увеличивается в 1,57 раз, что приводит и увеличению тарифа на тепловую энергию. Это в первую очередь связано с большими затратами на биотопливо.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной бакалаврской работе для условного поселка «Неверовка» были рассчитаны тепловые нагрузки на отопление, вентиляцию и ГВС.

Определено основное и вспомогательное оборудование. Для обеих компоновок котельной было выбрано два водогрейных котла КВ-ТС-20, мощностью 23,26 МВт каждый. На угольном топливе принят стандартный вариант данного котла, а для биотоплива – его модификация КВ-ТС-20 ВЦКС с высокотемпературным циркулирующим кипящим слоем. Из вспомогательного оборудования были выбраны насосы, а также тягодутьевые машины.

Проведен сравнительный анализ технико-экономических показателей работы котельной для двух видов топлива. Определены КПД котлоагрегатов, расходы условного и натурального топлива, объемы дымовых газов и необходимое количество воздуха для сжигания одного килограмма топлива. Рассчитаны все производственные затраты котельной и установлен тариф на тепловую энергию для обоих видов топлива.

Произведен расчет выбросов основных загрязняющих веществ в атмосферу: золы, оксидов серы и азота. В результате использования пеллетного топлива, значительно сокращаются массовые выбросы золы и оксидов серы, в сравнении с бурным углем. Для рассеивания в воздухе вредных для здоровья компонентов дымовых газов, была рассчитана высота трубы на котельной.

В результате проведенного исследования можно говорить о том, что пеллетное топливо имеет как положительные, так и отрицательные стороны. Применение данного биотоплива, в сравнении с углем, улучшает экологическую обстановку в районе, за счет большого сокращения вредных выбросов в атмосферу. Однако, на сегодняшний день, цены на пеллеты значительно выше, чем на уголь, что увеличивает себестоимость производства тепловой энергии.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Карташов И. Зачем нужны биотоплива // М.: 2007.
2. Соловьев А.И. Пеллеты в мировой энергетике // Энергосбережение и водоподготовка. - 2010. - №6 (68). - С. 68-70.
3. Обзор производства и потребления древесных гранул (пеллет) в мире // Открытый лес про URL: <https://wood.openforest.org.ua/4604/> (дата обращения: 19.05.2022).
4. Drax Power Station // Drax URL: <https://www.drax.com/about-us/our-sites-and-businesses/drax-power-station/> (дата обращения: 09.04.2022).
5. Котельную Листвянки перевели с мазута на биотопливо // Телеинформ URL: <https://i38.ru/zhkch-pervie/kotelnuiu-listvyanki-pereveli-s-mazuta-na-biotoplivo> (дата обращения: 19.05.2022).
6. Пеллеты вместо угля и дров // Вести Бурятия URL: <https://bgtrk.ru/news/society/198091/> (дата обращения: 19.05.2022).
7. СП 131.13330.2020 Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99: дата введения 25.06.2021. – М.: 2021. -154.
8. Методика определения количеств тепловой энергии и теплоносителя в водяных системах коммунального теплоснабжения. от 06.05.2000 // М.: ГУП ЦПП. - 2000 г. – 44.
9. СП 30.13330.2020 Внутренний водопровод и канализация зданий. Актуализированная редакция СНиП 2.04.01-85: дата введения 01.07.2021. – М.: 2021. -96.
10. Ворогушина И.А. Методическое пособие по выполнению курсового проекта. Эксплуатация тепломеханического оборудования и систем тепло- и топливоснабжения. - Димитровград: 2016. - 81 с.
11. Смиронова К.А., Зильберштейн Я.Ю, Баумгардт Г.М, Кузьмина А.Н., Фукс Г.П. Рекомендации по определению технико-экономических показателей котельных. - М: 1984. - 43 с.

12. Зубова М.В., Финоченко В.А. Разработка бизнес – плана строительства котельной. - Красноярск: СФУ, 2021. - 46 с.
13. КВ-ТС-20-150П (КВ-Р-23,26-150) // Бийский котельный завод URL: https://bikz.ru/catalog/seriya-kv-r-4-65-23-26-mvt/kv-ts-20-150p-kv-r-23-26-150_/ (дата обращения: 23.05.2020).
14. Слоевое сжигание биотоплива. Обзор технологий // Леспроминформ URL: <https://lesprominform.ru/jarticles.html?id=4301> (дата обращения: 22.05.2020).
15. Котлы на биотопливе – современно и экологично // Леспроминформ URL: <https://lesprominform.ru/jarticles.html?id=538> (дата обращения: 22.05.2020).
16. Технология ВЦКС // Петрокотел-ВЦКС URL: <http://www.vcks.ru> (дата обращения: 16.05.2020).
17. Сибиряков С.П. Расчет тепловых схем и технические характеристики основного оборудования промышленно-отопительных котельных. - Красноярск: КГТУ, 1999. - 100 с.
18. Александров А. А., Григорьев Б. А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. - М: МЭИ, 1999. - 169 с.
19. Шумилин Е.В. Расчет тепловых схем и подбор основного оборудования котельных. - Хабаровск: ТОГУ, 2013. - 41 с.
20. Эстеркин Р.И. Котельные установки. Курсовое и дипломное проектирование. - Ленинград: Энергоатомиздат, 1989. - 280 с.
21. Мейкляр М.В. Краткий справочник по паровым котлам электростанций. - 2-е изд. - М: Энергия, 1967. - 120 с.
22. Сушкин И.Н. Курс общей теплотехники. - 2-е изд. - М: Metallurgia, 1973. - 479 с.
23. Грибков А.М. Выбор оптимальных размеров дымовой трубы и внешних газоходов. - Казань: КГЭУ, 2016. - 83 с.
24. СанПин 1.2.3685-21 Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания: дата введения 20.04.2021. – М.: 2021. - 1143.

25. Каталог тягодутьевых машин. Дымососы и вентиляторы дутьевые серии Д, ВД, ДН, ВДН. - Люберцы: 110 с.
26. Приказ Министерства энергетики РФ "О порядке определения нормативов технологических потерь при передаче тепловой энергии, теплоносителя, нормативов удельного расхода топлива при производстве тепловой энергии, нормативов запасов топлива на источниках тепловой энергии (за исключением источников тепловой энергии, функционирующих в режиме комбинированной выработки электрической и тепловой энергии), в том числе в целях государственного регулирования цен (тарифов) в сфере теплоснабжения" от 10.08.2012 № 377.
27. Тарифы // Министерство тарифной политики Красноярского края URL: <http://mtpkrskstate.ru/tar/> (дата обращения: 27.05.2020).
28. Постановление Российской Федерации "О ставках платы за негативное воздействие на окружающую среду и дополнительных коэффициентах" от 13.09.2016 № 913.

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Теплотехники и гидрогазодинамики

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой



В.А Кулагин

подпись

инициалы, фамилия

«22»

июня 2022г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код - наименование направления

Использование пеллет при производстве тепловой энергии

тема

в малой тепловой энергетике

Руководитель



подпись, дата

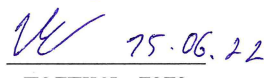
доцент, к. ф.-м. н.

должность, ученая степень

Е.Б. Истягина

инициалы, фамилия

Выпускник



подпись, дата

С.В. Иванов

инициалы, фамилия

Красноярск 2022