

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение  
высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
Политехнический институт  
институт  
Тепловые электрические станции  
кафедра

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ Е.А.Бойко  
подпись инициалы, фамилия

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020г.

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

13.03.01 – Тепловые электрические станции

код и наименование специальности

Проект ГРЭС 1600 МВт на ультрасверхкритические параметры пара

тема

Пояснительная записка

Руководитель	_____	<u>профессор, д.т.н.</u>	<u>Е.А. Бойко</u>
	подпись, дата	должность, ученая степень	инициалы, фамилия
Выпускник	_____		<u>А.В. Кочев</u>
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Тех. Контроль	_____		<u>Е.А. Бойко</u>
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Нормоконтролер	_____		<u>П.В. Шишмарев</u>
	подпись, дата		инициалы, фамилия

Красноярск 2020

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение  
высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

---

институт

---

кафедра

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ Е.А.Бойко

подпись      инициалы, фамилия

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ Г

**ЗАДАНИЕ  
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ  
в форме бакалаврской работы**

Студенту Кочеву Александру Владимировичу

фамилия, имя, отчество

Группа ФЭ16-01Б Направление (специальность) 13.03.01

номер

код

Теплоэнергетика и теплотехника

наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект ГРЭС 1600 МВт на ультрасверхкритические параметры пара

Утверждена приказом по университету № 746/с от 27 января 2020

Руководитель ВКР Е.А.Бойко, д.т.н., профессор, кафедра ТЭС

инициалы, фамилия, должность, ученое звание и место работы

Исходные данные для ВКР электрическая мощность – 1600 МВт,

район размещения – Партизанский район Красноярского края, топливо - бурый уголь Бородинского разреза 2Б

Перечень разделов ВКР Введение, экономическая часть, расчётная часть, охрана окружающей среды

Перечень графического материала

Лист 1. Принципиальная тепловая схема турбины Siemens SST-6000

Лист 2. Генеральный план

Лист 3. Разрез главного корпуса

Лист 4. Поперечный разрез котла

Руководитель ВКР

подпись

Е.А. Бойко

инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению

А.В. Кочев

подпись, инициалы и фамилия студента

« 14 » июня \_\_\_\_\_ 2020 г.

## РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект ГРЭС 1600 МВт на ультрасверхкритические параметры пара» содержит 101 страницу текстового документа, 14 использованных источников, 4 листа графического материала.

Ключевые слова: УЛЬТРАСВЕРХКРИТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ, ТУРБОАГРЕГАТ, ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ, БАЙПАС ПВД, БАЙПАС ПНД, БЛОК ПОВЫШЕННОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ, КОТЕЛЬНЫЙ АГРЕГАТ, ТЕПЛОВАЯ СХЕМА.

Объект выпускной квалификационной работы – блок повышенной эффективности 800 МВт с котлом на параметры пара 33 МПа и 610 °С и турбоагрегатом Siemens SST-6000.

Цель работы: разработка блока 800 МВт на ультрасверхкритические параметры с применением байпасов ПВД и ПНД, повышение КПД блока.

В ходе работы был произведён расчёт тепловой схемы блока, объединённый с тепловым расчётом котла, спроектирован котельный агрегат на заданные параметры; произведено технико-экономическое обоснование предлагаемого решения; выбрано вспомогательное оборудование; рассчитано воздействие объекта на окружающую среду; разработаны генеральный план и компоновка главного корпуса; произведён расчёт системы технического водоснабжения.

Результаты работы представлены в заключении, а также в тексте документа и графической части посредством схем, таблиц и чертежей.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	5
1.Технико-экономическая оценка состава основного оборудования .....	7
1.1 Расчёт основных технико-экономических показателей проектируемой и сопоставляемой конденсационной электростанции.....	8
1.1.1 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией .....	8
1.1.2 Расчет себестоимости единицы электроэнергии .....	11
1.2 Экономическое обоснование состава основного оборудования по критерию себестоимости энергетической продукции. ....	13
2. Обоснование выбора основного оборудования .....	14
3 Расчётная часть.....	18
3.1 Определение параметров установки по подогреву сетевой воды .....	18
3.2 Построение процесса расширения пара на i-s диаграмме .....	20
3.3 Определение параметров по элементам схемы.....	23
3.4 Определение предварительного расхода пара на турбину .....	25
3.5 Баланс пара и конденсата .....	26
3.6 Расчёт объёмов, энтальпий воздуха и продуктов сгорания.....	27
3.6.1 Теоретический объём воздуха и продуктов сгорания .....	27
3.6.2 Действительные объёмы продуктов сгорания .....	28
3.6.3Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания .....	29
3.7 Коэффициент полезного действия котла и потери теплоты.....	30
3.8 Определение расхода топлива на котел.....	32
3.9 Тепловой расчёт котла.....	32
3.10 Расчёт регенеративной схемы.....	39
3.10.1 Расчёт регенеративной схемы ПВД .....	39
3.10.2 Расчёт деаэратора.....	39
3.10.3 Расчёт турбопривода питательного насоса .....	40
3.10.4 Расчёт регенеративной схемы ПНД.....	40
3.11 Расчёт технико-экономических показателей .....	42

3.12 Выбор и расчёт вспомогательного оборудования .....	45
3.12.1 Выбор питательных насосов .....	45
3.12.2 Выбор конденсатных насосов.....	45
3.12.3 Выбор циркуляционных насосов.....	45
3.12.4 Выбор сетевых насосов .....	46
3.12.5 Регенеративные подогреватели .....	46
3.12.6 Сетевые подогреватели.....	48
3.12.7 Деаэратор .....	48
3.13 Аэродинамический расчёт котельного агрегата, выбор тягодутьевых машин .....	49
3.13.1 Расчет газового тракта.....	50
3.13.2 Расчет воздушного тракта .....	64
4. Общая часть .....	72
4.1 Расчёт схемы водоснабжения станции .....	72
4.2 Проектирование топливного хозяйства ГРЭС .....	73
5. Генеральный план станции .....	77
6. Компоновка главного корпуса .....	77
7. Охрана окружающей среды .....	79
7.1 Определение выбросов вредных веществ в атмосферу .....	79
7.2 Расчёт дымовой трубы.....	80
7.3 Расчёт рассеивания выбросов вредных веществ в атмосферу .....	81
8 Расчет показателей экономической эффективности строительства КЭС и оценка коммерческой эффективности проекта .....	86
Заключение .....	91
Список использованных источников .....	93

## ВВЕДЕНИЕ

Многие десятилетия тепловые электрические станции (ТЭС) остаются главным промышленным источником энергии. Современная энергетика сегодня продолжает в значительной мере опираться на использование ТЭС, что обусловлено некоторыми ограничениями в других её отраслях:

- Доля атомной энергетики составляет около 10% в мировом производстве электроэнергии, многие страны осуществляют поэтапное закрытие станций и осуществляют их замену. В настоящее время к выходу из эксплуатации до 2040 г. готовятся более 200 ядерных реакторов (в таких странах как США, Россия и Япония). В связи с этим возникает проблема восполнения нехватки генерирующих мощностей: особенно остро в последнее время она поднимается в странах Европы.
- Перспективы развития гидроэнергетики ограничены тем, что гидропотенциал развитых стран почти полностью исчерпан, кроме того, серьёзным препятствием прогрессу в данной отрасли является неравномерное расположение гидропотенциала, обусловленное географическим расположением рек и водоёмов.
- Несмотря на значительный прогресс в использовании ветряной и солнечной энергии, в ближайшем будущем не предполагается широкий переход на использование данных видов энергии вследствие их сильной зависимости от климатических условий, препятствующей надёжному снабжению потребителя электроэнергией.

В данных условиях, с учётом использования новых экологичных технологий и общему прогрессу в изготовлении конструкционных материалов перспективным и надёжным источником энергии остаются мощные пылеугольные энергоблоки. Сейчас, вследствие аварий, связанных со «старением» оборудования с одной стороны (в середине десятилетия по статистике средний возраст основного оборудования станций превышал 33 года) и роста потребности в электрической и тепловой энергии с другой, важным является ввод новых мощностей в этой сфере. Запасы угля огромны, проблем с его производством нет, и спрос на него ограничен исключительно вопросами экологии, в настоящее время успешно решаемыми в европейских странах новейшими технологиями по сокращению выбросов CO<sub>2</sub>.

Однако другим, наиболее острым вопросом в условиях постоянного роста потребления электроэнергии в мире является увеличение эффективности использования энергоблоков и единичной мощности агрегатов. Одним из возможных решений данных задач является переход на новую ступень параметров пара – суперсверхкритические параметры (ССКД) с давлением свежего пара более 24 МПа. С прогрессом в металлургии, в частности в освоении технологий создания новых высокопрочных и жаростойких сталей (главным образом перлитного и аустенитного классов), данное решение становится перспективной тенденцией в развитии энергетики.

Создание блоков на ССКД позволит максимально эффективно использовать богатые запасы угля, при этом получая мощность конкурентную на рынке электроэнергии, но следуя самым жестким экологическим стандартам.

Одной из важных технологий в сфере увеличения эффективности использования энергоблока является схема блока повышенной эффективности (БПЭ). Данная технология предполагает снижение температуры уходящих газов за счёт установки в газоходе котла дополнительных поверхностей нагрева – так называемых турбинных экономайзеров – являющихся байпасом групп регенеративных подогревателей низкого и высокого давления. Кроме того, байпасируя часть общего потока воды, можно существенно снизить расход пара из отборов турбины на работу регенеративных подогревателей, при этом освободившийся отборный пар направляется в хвост турбины, тем самым вырабатывая дополнительную электрическую мощность.

Объектом проектирования в данной работе является ГРЭС 1600 МВт с энергоблоками 800 МВт на суперсверхкритические параметры пара, с использованием технологии БПЭ и двойного промперегрева. Предполагаемый потребитель – реализуемый в Бородинском районе Красноярского края компанией «Интергео» ГОК, который по плану будет введён в эксплуатацию в 2023 году в рамках проекта по освоению новых месторождений медно-никелевых руд. Реализация современной ГРЭС, использующей в качестве топлива уголь Ирша-Бородинского разреза, будет являться более перспективным решением в сравнении с транспортом электроэнергии с других станций посредством ЛЭП – одной из важнейших статей расходов, связанных с проектом (в настоящий момент «Интергео» предполагает сооружение ЛЭП протяжённостью более 400 километров).

Для выбора прототипа проектируемого блока был проведён анализ ряда зарубежных аналогов:

- буроугольная ТЭС Neurath (блок 660 МВт,  $P_0=29,6$  МПа,  $t_0=600^\circ\text{C}$ ),
- ТЭС ShwarzePumpe (блок 800 МВт,  $P_0=26,8$  МПа,  $t_0=565^\circ\text{C}$ )
- ТЭС Niederhaussem, блок К установленной мощностью 1000 МВт, КПД = 43 % ( $P_0=27,4$  МПа,  $t_0=580^\circ\text{C}$ )

После проведённого анализа было принято решение об использовании в качестве прототипа проектируемого блока использовать блок К станции Niederhaussem, так как на данном блоке с 2002 года успешно применяется технология БПЭ.

Электростанция Niederaussem, принадлежащая компании RWE, расположена в западной части Германии, в 30 км к северо-западу от Кельна, в Nordrhein Westfalen, близко к запасам бурого. Блок К Niederaussem является самым последним установленным агрегатом, и он знаменует собой значительное изменение производительности. Этот блок представляет собой

ведущий мировой пример эффективного и чистого производства энергии на основе бурого угля, и в настоящее время на нём достигается значительная экономия удельных вредных выбросов по сравнению с предыдущим поколением установок, использующих высоковлажный бурый уголь в качестве основного топлива. Блок мощностью 1000 МВт представляет собой блок на ультрасверхкритические параметры пара с КПД более 43%. Он был открыт в 2002 году, а текущее накопленное время работы составляет более 120000 часов. Наибольшая доля мощности компании RWE приходится на использование бурого угля (более 41%). Она располагает тремя крупными открытыми шахтами, снабжающими свои электростанции в Рейнском районе добычи бурого угля: Хамбах, Гарцвейлер и Инден. Восемь действующих в настоящее время старых установок в Нидерауссеме и Блок К используют только два угля (Хамбах и Гарцвейлер), смешанные между собой во избежание проблем, связанных с составом золы.

Niederaussem должен был иметь очень большой котел, чтобы сжигать высоковлажный (50-60%) бурый уголь и производить достаточное количество пара для обеспечения мощности в 1000 МВт. Массивный котел башенного типа имеет площадь 26 м и высоту 162 м. При проектировании также необходимо было учитывать необходимость предотвращения шлакообразования бурый углем при таких высоких температурах пара, так как хамбачский уголь имеет повышенную склонность к шлакообразованию. Было также решено иметь систему пуска, которая не требовала бы дополнительного вида топлива (используется сухой бурый уголь), и должна была иметь альтернативные системы обработки золы, чтобы транспортировать большое количество золы в случае, если одна система не сможет поддерживать работу.

Обеспечение высоких основных параметров пара, выбранное как путь к высокой эффективности, стало проблемой во время строительства. Используемые материалы (17% хрома) были бы улучшением по сравнению с более привычными сталями и позволяли использовать более тонкие стенки труб, при этом работая на границах допустимого диапазона. Эти материалы были самыми передовыми, которые затем были одобрены для использования в деталях под давлением в Германии: хотя даже более продвинутые стали были одобрены в некоторых местах за рубежом, сначала их было невозможно использовать в Niederaussem.

Для нового блока «К» были установлены следующие требования:

- \* установка рассчитана на работу с базовой нагрузкой;
- \* система управления агрегатом предназначена для работы в режиме скользящего давления;
- \* предел перегрузки для поддержания частоты составляет 1,5%;
- \* система управления должна соответствовать требованиям DVG (Немецкие национальные нормы);

\* установка предназначена для работы в конденсационном режиме, при этом обеспечивается возможность отбора технологического пара или централизованного теплоснабжения;

\* система обжига и парогенератор предназначены для работы с рейнским сырым бурым углем из открытых шахт Хамбаха и Гарцвейлера с теплотворной способностью от 7,9 до 10,5 МД /кг;

\* минимальная нагрузка при сжигании угля (без резервного сжигания) должна составлять приблизительно 50%.

Общая площадь нагрева частей пароперегревателей и промпароперегревателей котла составляет около 150 000 м<sup>2</sup>. Длина труб составляет примерно 1100 км. Ограждающие стены составляют примерно 170 км, пароперегреватель - 540 км, а подогреватель - 370 км. Площадь поверхностей нагрева для системы рекуперации тепла дымовых газов составляет еще 150 000 м<sup>2</sup>. Это эквивалентно дополнительной трубе длиной примерно 1300 км.

Для стенок котла используется самый высоколегированный материал, доступный для расчетных условий, т. е. 13 CrMo 44. Этот материал не требует никакой термической обработки после сварки.

Для сепараторов и уровнемера используется материал X10 CrMoVNb (P 91). Этот высоколегированный материал подходит для условий коррозии, вызванной деформацией вследствие высоких температур.

Конвективные поверхности нагрева изготавливаются из аустенитной стали X3 CrNiMoN 17-13 с 17-процентным содержанием хрома и 12-процентным содержанием никеля для защиты от высокотемпературной коррозии. Этот материал был подвергнут крупномасштабной фазе испытаний в виде пробирки на электростанции Вайсвайлер при температуре 600°C с 1994 года.

Успех производителей и RWE в преодолении потенциальных трудностей очевиден из их опыта работы с данной станцией в общем и блоком К в частности.

В перспективе предполагается улучшение и оптимизация данного проекта, расчёт работы при различных условиях и с различными технологиями с целью обеспечить максимальную эффективность блока при минимально возможных капитальных вложениях.

## 1 Технико-экономическая оценка состава основного оборудования

Требуется рассчитать основные экономические показатели строительства основного и сопоставляемого блока. Провести оценку коммерческой эффективности для станции с меньшей себестоимостью по отпуску электрической энергии. Исходные данные представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные

Среднегодовой фонд оплаты труда одного работающего							525206
Обязательные страховые выплаты от ФОТ, %							30,4
Коэффициент удорожания капитальных вложений							118
Средняя норма амортизации станции в целом, %							6,7
Норма отчислений на ремонтное обслуживание от кап. вложений в ТЭС, %							5
Установлен ная мощность, N <sub>y</sub> МВт	Основной агрегат	Количес тво блоков	Сопоставля емый агрегат	Количе ство блоков	Вид топли ва	Район сооруж ения	
1600	К-800	2	К-200	8	Уголь	Сибирь	
Цена топлив а, руб./на т.ед	Ориентиров очная теплота сгорания топлива,	Топлив ный эквивал ент	Цена за условное топливо	Ориентировочные штатные коэффициенты			
				1 вариант	2 вариант		
922	15280	1,918	422,4	0,14	0,45		

## 1.1 Расчёт основных технико-экономических показателей проектируемой и сопоставляемой конденсационной электростанции

### 1.1.1 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией

В проектных расчётах ТЭО эксплуатационные расходы можно сгруппировать в несколько укрупнённых статей, млн руб./год:

$$U_{\text{э}} = U_{\text{т}} + U_{\text{зп}} + U_{\text{а}} + U_{\text{тр}} + U_{\text{пр}} \quad (1)$$

где  $U_{\text{т}}$  – статья, учитывающая издержки на топливо;

$U_{\text{зп}}$  – статья, характеризующая расходы на оплату труда персонала;

$U_{\text{а}}$  – статья, учитывающая амортизацию основных производственных средств;

$U_{\text{тр}}$  – издержки на текущие ремонты;

$U_{\text{пр}}$  – статья, характеризующая прочие расходы.

#### а) Расчёт затрат на топливо.

Число часов работы основного оборудования, т. е. календарное время за вычетом времени простоя в капитальном и текущем ремонте, час/год:

$$T_{\text{р}} = 8760 - T_{\text{рем}} \quad (2)$$

где  $T_{\text{рем}}$  – время простоя в ремонте, ч.

Для энергоблоков КЭС 800 МВт  $T_{\text{рем}} = 569$ , для энергоблоков 200 МВт  $T_{\text{рем}} = 438$  согласно таблице А.2 [10].

Выработка электроэнергии на КЭС, МВт ч:

$$W = N_{\text{уст}} \cdot T_{\text{уст}} \quad (3)$$

где  $N_{\text{уст}}$  – установленная мощность станции, МВт;

$T_{\text{уст}}$  – число часов использования установленной мощности, ч, принимается на 400 меньше  $T_{\text{р}}$ .

Средняя нагрузка электростанции, МВт:

$$P_{\text{кэс}} = W/T_{\text{р}} \quad (4)$$

где  $T_{\text{р}}$  – число часов фактической работы, ч.

Среднегодовая нагрузка энергоблока, МВт:

$$P_{\text{бл}} = P_{\text{кэс}}/n_{\text{бл}} \quad (5)$$

где  $n_{\text{бл}}$  – число блоков (см. таблицу 1).

Годовой расход топлива блоками КЭС на выработку электрической нагрузки в установившемся режиме, т у.т./год:

$$V_{уст} = (b_{xx} \cdot P_H + b_1 \cdot P_{бл} + (b_2 - b_1) \cdot (P_{бл} - P_{эк})) \cdot T_p \cdot n_{бл}, \quad (6)$$

где  $b_{xx}$  – удельный расход условного топлива на холостой ход агрегата: Для агрегата К-800-330:  $b_{xx} = 0,0244$ , для К-200-330  $b_{xx} = 0,0225$  из табл. А.3 [10].

$b_1$  и  $b_2$  – относительный прирост расхода топлива соответственно доточки экономической мощности и в зоне перегрузки; Для агрегата К-800-330:  $b_1 = 0,289$ ,  $b_2 = 0,289$ , для К-200-330  $b_1 = 0,296$ ,  $b_2 = 0,314$  из таблицы А.3 [10].

$P_{эк}$  и  $P_H$  – экономическая и номинальная мощности, МВт; Для К-800-330  $P_{эк} = 800$  МВт и  $P_H = 800$  МВт, а для блока К-200-330  $P_{эк} = 187$  МВт и  $P_H = 200$  МВт из таблицы А.3 [10].

Потери топлива в неустановившемся режиме, т у.т./год:

$$V_{неуст} = V_{п6-10ч} \cdot n_{п6-10ч} \cdot n_{бл} + V_{пх.с} \cdot n_{пх.с} \cdot n_{бл} \quad (7)$$

где  $V_{п6-10ч}$  и  $V_{пх.с}$  – пусковые потери соответственно при останове на 6–10 часов, и при пуске из холодного состояния; Для К-800-330  $V_{п6-10ч} = 140$ ,  $V_{пх.с} = 400$ , для К-200-330  $V_{п6-10ч} = 20$ ,  $V_{пх.с} = 60$  из табл. А.4 [10].

$n_{п6-10ч}$  и  $n_{пх.с}$  – число пусков и остановов соответственно на 6 – 10 часов и из холодного состояния. Принимаем  $n_{п6-10ч} = 10$ ,  $n_{пх.с} = 2$ .

Годовой расход топлива на КЭС, т у.т./год:

$$V = V_{уст} + V_{неуст} \quad (8)$$

Затраты на топливо, млн руб./год:

$$U_T = C \cdot V \cdot 10^{-6} \quad (9)$$

где  $C$  – цена топлива, руб./т у.т. (см. таблицу 1).

### **б) Расходы на оплату труда.**

Для упрощённого расчёта заработной платы по всей станции используют формулу, млн руб./год:

$$U_{зп} = N_y \cdot n_y \cdot \Phi_{зп} \cdot 10^{-6}, \quad (10)$$

где  $n_y$  – штатный коэффициент, чел./МВт (см. таблицу 1);

$\Phi_{зп}$  – средняя зарплата одного работника за год (см. таблицу 1).

### с) Амортизационные отчисления.

Размер амортизационных отчислений, млн руб./год:

$$U_a = K \cdot N_a, \quad (11)$$

где  $N_a$  – средняя норма амортизации станции в целом (см. таблицу 1);

$K$  – капитальные вложения в ТЭС, млн руб./год:

$$K = (K' + K_{\text{бл}} \cdot (n_{\text{бл}} - 1)) \cdot d_i \cdot k_{\text{уд}}, \quad (12)$$

где  $K'$  и  $K_{\text{бл}}$  – капитальные вложения, связанные с установкой одноблока головного и каждого последующего, млн. руб.; Принимаем по табл. А.1 [10] для К-800-330  $K' = 127,05$ ,  $K_{\text{бл}} = 83,89$ ; для К-200-330  $K' = 49,23$ ,  $K_{\text{бл}} = 23,97$

$d_i$  – коэффициент, учитывающий район размещения; для Сибири 1,2;

$k_{\text{уд}}$  – коэффициент удорожания в ценах текущего года (см. таблицу 1).

### д) Расходы на ремонт основных средств.

Расходы по ремонту, млн руб./год:

$$U_{\text{тр}} = K \cdot N_{\text{тр}}, \quad (13)$$

где  $N_{\text{тр}}$  – норма отчислений на ремонтное обслуживание от капитальных вложений в ТЭС (см. таблицу 1).

### е) Прочие расходы.

Под прочими расходами подразумеваются следующие статьи издержек:

- общецеховые и общестанционные расходы;
- расходы по охране труда и техники безопасности;
- налоги и сборы;
- плата за землю
- и др.

Величина их как правило принимается в районе 20 – 30 % от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату, кроме того, учитываются страховые взносы, млн руб./год:

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (U_a + U_{\text{тр}} + U_{\text{зп}}) + \text{СОЦ}, \quad (14)$$

где СОЦ – страховые взносы во внебюджетные фонды, млн. руб./год

$$\text{СОЦ} = H_{\text{св}} \cdot U_{\text{зп}}, \quad (15)$$

где  $H_{\text{св}}$  – норматив страховых взносов, доли (см. таблицу 1);

Для оценки достоверности расчётов определяется удельный вес топливной составляющей себестоимости:

$$T_{уд.в} = U_T/U_{\Sigma}, \quad (16)$$

### 1.1.2 Расчет себестоимости единицы электроэнергии.

Годовой отпуск электроэнергии с шин станции, МВт·ч:

$$W_{отп} = W \cdot (1 - a_{сн}), \quad (17)$$

где  $a_{сн}$  – коэффициент, учитывающий расход электрической энергии на собственные нужды проектируемой станции, принимаем для энергоблока К-800-330  $a_{сн} = 4\%$ , результат приравниваем к варианту с К-200 [10].

Себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт·ч:

$$U_{отп}^{\Sigma} = U_{\Sigma}/W_{отп}, \quad (18)$$

Себестоимость выработанной энергии вычисляется по следующей формуле, руб./кВт·ч:

$$U_{выр}^{\Sigma} = U_{\Sigma}/W_{\Sigma}, \quad (19)$$

Удельный расход условного топлива на выработанный кВт ч, кг у.т./кВт·ч:

$$B_{выр} = B/W, \quad (20)$$

Удельный расход условного топлива на отпущенный кВт ч, кг у.т./кВт·ч:

$$B_{отп} = B/W_{отп}, \quad (21)$$

При расчете сопоставляемого блока принимаем  $W_{отп}^{осн} = W_{отп}^{соп}$ , тогда выработка электроэнергии на КЭС, МВт·ч:

$$W = W_{отп}/(1 - a_{сн}), \quad (22)$$

Число часов использования установленной мощности, ч:

$$T_{уст} = W/N_{уст}, \quad (23)$$

Календарное время без простоев в ремонтах (капитальном, текущем) называется числом часов работы основного оборудования и принимается на 400 больше  $T_{уст}$ , час/год. Расчет остальных технико-экономических показателей для сопоставляемого блока производится без изменения по

формулам (4) – (21). Результаты расчета ТЭП блоков представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты расчета ТЭП

Наименование величины	К-800-330	К-200-330
Число часов работы основного оборудования, ч/год	7622	7791,38
Число часов использования установленной мощности, ч	7222	7391,38
Выработка установленной мощности на КЭС, МВт·ч	11555200	11826217,48
Средняя нагрузка электростанции, МВт	1516,033	1517,858
Среднегодовая нагрузка энергоблока, МВт	758,016	189,732
Годовой расход топлива блоками КЭС на выработку электрической нагрузки в установившемся режиме, т.у.т./год	3637015,68	3784115,74
Потери топлива в неуставившемся режиме, т.у.т./год	4400	2560
Годовой расход топлива на КЭС, т.у.т./год	3641415,68	3786675,74
Затраты на топливо, млн. руб./год	6444,5	6701,58
Расходы по оплате труда, млн. руб./год	117,65	378,14
Амортизационные отчисления, млн. руб./год	1991,27	2048,66
Капитальные вложения, млн. руб./год	29869,1	30730,03
Расходы по ремонтному обслуживанию, млн. руб./год	1493,45	1536,5
Страховые взносы во внебюджетные фонды, млн. руб./год	35,76	114,96
Прочие расходы, млн. руб./год	756,24	907,62
Удельный вес топливной составляющей себестоимости, %	59,65%	57,91%
Эксплуатационные расходы, млн. руб./год	10803,12	11572,53
Годовой отпуск электроэнергии с шин станции, МВт·ч	11092992	11092992
Себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт·ч:	0,974	1,043
Себестоимость выработанной энергии, руб./кВт·ч	0,935	0,979
Удельный расход условного топлива на выработанный кВт·ч, кг у.т./кВт·ч	0,315	0,320
Удельный расход условного топлива на отпущенный кВт·ч, кг у.т./кВт·ч	0,328	0,341

## 1.2 Экономическое обоснование состава основного оборудования по критерию себестоимости энергетической продукции.

Под экономическим обоснованием проекта понимают значение потенциального микроэкономического эффекта, рассчитанного на основании снижения величины себестоимости производства электрической энергии по варианту, который принимается рекомендуемым.

Экономический эффект на уровне станции составит, млн руб./год:

$$\mathcal{E}_{\text{х.р.}} = (U_{\text{рек}}^{\text{отп}} - U_{\text{соп}}^{\text{отп}}) \cdot W_{\text{отп}}, \quad (24)$$

где  $U_{\text{рек}}^{\text{отп}}$  – себестоимость единицы отпущенной электроэнергии по рекомендуемому варианту, руб./кВт·ч (см. таблицу 2);

$U_{\text{соп}}^{\text{отп}}$  – величина себестоимости единицы отпущенной электрической энергии по сопоставляемому варианту, руб./кВт·ч (см. таблицу 2);

$W_{\text{отп}}$  – годовой отпуск электроэнергии по рекомендуемому варианту, МВт·ч (см. таблицу 2).

$$\mathcal{E}_{\text{х.р.}} = (0,974 - 1,043) \cdot \frac{11092992}{1000} = -769,4$$

Таким образом, на основании полученного экономического эффекта можно сделать вывод о рациональности использования двух блоков К-800 вместо восьми блоков К-200.

## 2 Обоснование выбора основного оборудования

- **Котельный агрегат**

При выборе компоновки котла был выполнен обзор существующих компоновок водотрубных котлов, нашедших практическое применение. Основные преимущества и недостатки каждой компоновки котла приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Сравнительный анализ компоновок котла

Вид компоновки	Преимущества	Недостатки
П-образная	Подача топлива в нижнюю часть топки и вывод продуктов сгорания из нижней части конвективной шахты	Неравномерное заполнение газами топочной камеры и неравномерное омывание продуктами сгорания поверхностей нагрева, неравномерная концентрация золы по сечению конвективной шахты
Г-образная	Улучшенный температурный режим труб пароперегревателя,	Усложнение каркаса, общая металлоёмкость и сложность конструкции, сложность обеспечения равномерного распределения продуктов сгорания по параллельным газоходам
Башенная и полубашенная	Небольшая занимаемая площадь, отсутствие поворотов продуктов сгорания, равномерное поле скоростей	Сложность конструкции и крепления поверхностей нагрева, трудности в проведении ремонтных работ
Н-образная компоновка	Глубокое охлаждение газов до входа в конвективные пучки	Общая сложность конструкции

В ходе литературного обзора было принято решение о проектировании котельного агрегата башенной компоновки с кольцевой топкой, обусловленное свойствами углей Канско-Ачинского бассейна, в частности высокой теоретической температурой горения и повышенной склонностью к шлакованию и загрязнению поверхностей нагрева. Факторами, обеспечивающими высокую надёжность работы котельного агрегата на данном топливе, являются умеренные теплонапряжения и низкие температуры газов в топочной камере.

С учётом высокой шлакующей способности угля было принято решение об использовании башенной компоновки, при которой продукты сгорания движутся только вверх. При этом отпадает необходимость в сложном

вертикальном газоходе и поворотной камере, а вертикальный конвективный газоход является продолжением топочной камеры.

Основное преимущество башенной компоновки – равномерное поле скоростей, температур продуктов сгорания и концентрации золы, что связано с отсутствием поворотов продуктов сгорания, а, следовательно, меньшим износом труб поверхностей нагрева и меньшими затратами на их ремонт (последнее особенно важно при использовании дорогих сталей, что предполагается при проектировании блока на ССКП).

Башенная компоновка позволяет конструировать топки меньших размеров и, следовательно, увеличивать температурные напоры в поверхностях за ней, уменьшая общую металлоемкость котла. Очевидно, что при башенной компоновке упрощаются узлы цельносварной мембранной коробки экранов, так как отсутствуют некоторые стыки панелей с различной температурой среды, конструкция перепускной системы и всей схемы пароводяного тракта. Как показывает мировая тенденция, башенная компоновка занимает меньшую площадь и объем здания, имеет лучшую компоновку горелок, пыле воздухопроводов и мельниц при прямом вдувании.

В данном проекте было принято решение использовать полубашенную компоновку котла, отличием которой является опускной газоход, направляющий дымовые газы вниз. Он будет разделяться на два потока, в одном из которых дымовые газы проходят через воздухоподогреватель, а в другом размещены байпасы ПВД и ПНД, также выполняющие функцию снижения температуры уходящих газов.

Кольцевая топка, принятая к реализации в данном проекте, по сути может считаться определённым развитием идей конструкции тангенциальных топок, имеющих вихревой характер течения газов в них.

В КЦТ движение продуктов сгорания имеет характер спирально-вихревого потока, движущегося в пристенной области топки, при практически полном отсутствии активного движения факела в центре топочной камеры. Диаметр такой зоны обычно достигает значений в 40-50% от размера сечения топки, что позволяет дополнительно разместить там поверхности нагрева, сохраняя бесперебойную и надёжную работу котла.

При этом вращение факела концентрируется в пространстве, имеющем форму кольца, между внутренними топочными экранами и наружными. Вследствие этого условия теплообмена, а также выгорания и смешения в таком виде топок могут довольно существенно разниться с условиями в топках, традиционно используемых в энергетике.

Помимо всего вышесказанного, использование кольцевой топки имеет существенное преимущество в виде уменьшения габаритных размеров котла, позволяющее на 30-40% уменьшить его высоту, что, в свою очередь, ведёт к уменьшению металлоёмкости и капиталовложений; также данная топка,

работая при достаточно низких температурах, обеспечивает как уменьшение выбросов NOx, так и более длительную надёжную работу котла.

- **Турбоагрегат**

Для достижения высокой эффективности работы энергоблока на суперсверхкритических параметрах пара требуется турбоагрегат, способный обеспечить надёжную, стабильную работу. В таблице 4 приведён сравнительный анализ рассмотренных турбоагрегатов.

Таблица 4 – Сравнительный анализ турбоагрегатов

Турбоагрегат	Характеристики
Siemens SST-6000	-Мощность: от 300 до 1200 МВт -КПД: 46,5 % (двойной промежуточный перегрев: 48 %) -Частота: 50 или 60 Гц -Давление на входе: до 330 бар / до 4786 фунтов на кв. дюйм -Температура на входе: до 610 °С / до 1130 °F -Условия перегрева для однократного и повторного перегрева: температура на входе до 630 °С / до 1166 °F
ЛМЗ К-800	Номинальная мощность, МВт: 800 Давление на входе, МПа (кг/см <sup>2</sup> ): до 23,5 Температура острого пара, °С: 540
Hitachi Hitachinaka 1	Номинальная мощность, МВт: до 1000 МВт Давление на входе, МПа (кг/см <sup>2</sup> ): до 24,5 Температура острого пара, °С: 600 КПД: до 43,78%

В результате анализа была выбрана турбина Siemens SST-6000, зарекомендовавшая себя как надёжный агрегат с высоким КПД, обеспечивающий стабильную работу в различных условиях на многих станциях мира, в том числе на выбранном прототипе проектируемого блока – Блоке К немецкой станции Нидерауссем. Данный турбоагрегат рассчитан на работу при давлении острого пара до 33 МПа и температуре 610 °С с двойным промперегревом (до 630 °С). Возможна организация до 10 отборов пара.

Паровые турбины Siemens серии SST-6000 широко эксплуатируются на угольных паровых электростанциях мощностью до 1200 МВт, иногда КПД паровой турбины достигает более 53,7%. Продукты серии SST-6000 состоят из

турбины высокого давления (HP), турбины промежуточного давления (IP) и до трех турбин низкого давления (LP) для 50 и 60 Гц.

По состоянию на июнь 2015 года по всему миру построено 488 единиц оборудования серии Siemens SST-6000. Установленная мощность турбин SST-6000 во всем мире составляет более 100 000 МВт. Широкий ассортимент турбинных модулей отвечает индивидуальным требованиям по номинальной мощности и параметрам пара. Модульная конструкция обеспечивает техническую воспроизводимость. Для каждого проекта Siemens настраивает свою конструкцию и траекторию движения лопаток, чтобы обеспечить оптимальную производительность.

Предварительно собранные модули уменьшают время сборки на месте и технический риск. Высочайшая надежность и доступность подтверждаются уровнем вынужденных отключений, который составляет менее половины среднего показателя североамериканского Совета по электрической надежности (NERC). Не только предварительно собранные основные турбинные модули, но и поставляемые вспомогательные системы рассчитаны на максимальную ценность для отдельного потребителя: система смазочного масла, система уплотнительного масла, паровая система уплотнения, система эвакуации, водородная система и дополнительные системы.

Генераторы серии SGen-3000 имеют водное охлаждение статора и водородное охлаждение ротора. Они являются оптимальным решением для машин высокой мощности, а также имеют современный компактный дизайн.

На пути к повышению эффективности технология двойного подогрева Siemens является одним из важнейших шагов, позволяя достигнуть эффективность в 54,4%. Это оптимальное решение для применения на паровых электростанциях с выходной мощностью от 1000 до 1350 МВт.

- **Тепловая схема**

Для того, чтобы КПД энергоблока могло достичь наиболее высоких значений, было принято решение помимо повышения начальных параметров до сверхкритических значений использовать ряд технологий, позволяющих усовершенствовать стандартный блок 800 МВт – двойной промперегрев (позволяет увеличить КПД на 1-2%), а также установка байпасов групп ПНД и ПВД в газоходе котла. Прототипом схемы стала тепловая схема станции Нидерауссем. Полученная схема приведена на рисунке 1.



Таким образом, задачами настоящего проекта являются:

1. Расчёт принципиальной тепловой схемы блока и выбор современного вспомогательного оборудования, отвечающего необходимым требованиям, а также его расчёт.
2. Вычисление наиболее эффективного распределения потока конденсата и питательной воды между группами регенеративных подогревателей и турбинными экономайзерами в газоходе котла.
3. Проектирование и расчёт котельного агрегата для определения расположения и площади поверхностей нагрева.
4. Решение вопроса охраны окружающей среды (расчёт вредных выбросов, выбор высоты дымовой трубы, расчёт рассеивания).
5. Разработка генерального плана станции.
6. Выбор компоновки главного корпуса.
7. Расчёт себестоимости энергии и срока окупаемости проекта.
8. Создание 3D-модели котельного агрегата, разработка чертежей главного корпуса и генерального плана.

### 3. Расчётная часть.

#### 3.1 Определение параметров установки по подогреву сетевой воды

В данном проекте предполагается снабжение посёлка рабочих у горно-обогатительного комбината теплом. В качестве расчётного был выбран тепловой график 130/70, величина нагрузки по тепловой мощности равна 125 МВт. Расчетная схема подогрева сетевой воды представлена на рисунке 2.

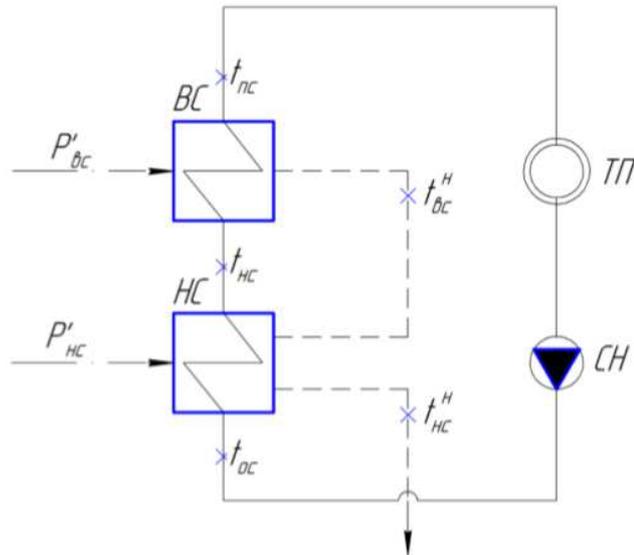


Рисунок 2 – Схема подогрева сетевой воды

Расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{\text{св}} = \frac{Q_{\text{от}}}{C_{\text{в}} \cdot \Delta t} = \frac{125000}{4,186 \cdot (130 - 70)} = 497,69 \quad (25)$$

Температура насыщения верхнего сетевого подогревателя, °С:

$$t_{\text{вс}} = t_{\text{нс}} + \vartheta = 130 + 4 = 134 \quad (26)$$

Энтальпия насыщения конденсирующего пара верхнего сетевого подогревателя, кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{вс}}^{\text{H}} = 563,49$$

Давление пара в корпусе верхнего сетевого подогревателя, МПа:

$$P'_{\text{вс}} = f(t_{\text{вс}}) = 0,304$$

Давление пара в корпусе нижнего сетевого подогревателя, МПа:

$$P'_{\text{нс}} = 0,95 \cdot P_7 = 0,181 \quad (27)$$

Температура насыщения нижнего сетевого подогревателя, °С:

$$t_{\text{вс}} = f(P_7) = 116,99$$

Энтальпия насыщения конденсирующего пара нижнего сетевого подогревателя, кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{НС}}^{\text{H}} = 491,031$$

### 3.2 Построение процесса расширения пара на i-s диаграмме

Из характеристик турбины имеем:

Начальные параметры пара перед стопорным клапаном:

Давление  $P_0 = 33$  МПа;

Температура  $t_0 = 610$  °С;

По известным давлению и температуре на h-s диаграмме (рис. 3) строим точку  $A_0$ . С учётом дросселирования пара в регулирующих органах цилиндра давление пара на входе в проточную часть составляет, МПа:

$$P'_0 = P_0 \cdot \eta_{\text{др}}^{\text{ЦВД}} = 33 \cdot 0,95 = 31,35 \quad (28)$$

Теоретический процесс расширения пара от давления  $P'_0$  до давления  $P_1$  изображается линией  $A_0B_0$ . При действительном процессе расширения энтальпию пара в точке «В» можно определить, кДж/кг:

$$i_B = i_{A_0} - (i_{A_0} - i_{B_0}) \cdot \eta_{\text{oi}}^{\text{ЦВД}} = 3451 - (3451 - 3062) \cdot 0,882 = 3108 \quad (29)$$

где,  $i_{B_0} = 3062$  кДж/кг – энтальпия пара в конце теоретического процесса расширения;

$i_{A_0} = 3451$  кДж/кг – энтальпия острого пара;

$\eta_{\text{oi}}^{\text{ЦВД}} = 0,882$  внутренний относительный коэффициент полезного действия цилиндра высокого давления.

Точку «С» определим с учетом потери давления в промперегреве  $\Delta P_{\text{пп}} = 9,5\%$  и с учетом дросселирования пара в регулирующих органах ЦСД, МПа:

$$P'_2 = P_2 \cdot (1 - \Delta P_{\text{пп}}) \cdot \eta_{\text{др}}^{\text{ЦСД}} = 8,5 \cdot (1 - 0,095) \cdot 0,95 = 7,308 \quad (30)$$

где,  $\eta_{\text{др}}^{\text{ЦСД}} = 0,95\%$  потери от дросселирования в цилиндре среднего давления.

Энтальпия в точке «Д», кДж/кг:

$$i_D = i_C - (i_C - i_{D_0}) \cdot \eta_{\text{oi}}^{\text{ЦСД}} = 3720 - (3720 - 3181) \cdot 0,842 = 3266 \quad (31)$$

где,  $i_c = 3720$  кДж/кг – энтальпия пара после промежуточного перегрева;  
 $i_{до} = 3181$  кДж/кг – теоретическая энтальпия пара за цилиндром среднего давления;  
 $\eta_{oi}^{ЦСД} = 0,842$  внутренний относительный коэффициент полезного действия для цилиндра среднего давления.

Потеря давления от дросселирования пара в цилиндре низкого давления с учётом потерь в промперегреве, точка «Д'», МПа:

$$P'_4 = P_4 \cdot (1 - \Delta P_{пп}) \cdot \eta_{др}^{ЦНД} = 1,52 \cdot (1 - 0,095) \cdot 0,97 = 1,334 \quad (32)$$

где,  $\eta_{др}^{ЦНД} = 0,97$  потери от дросселирования в цилиндре низкого давления.  
Энтальпия в точке «F», кДж/кг:

$$i_F = i_E - (i_E - i_{F0}) \cdot \eta_{oi}^{ЦНД} = 3763 - (3763 - 2402) \cdot 0,892 = 2549 \quad (33)$$

где,  $i_E = 3763$  кДж/кг – энтальпия пара перед цилиндром низкого давления;  
 $i_{F0} = 2402$  кДж/кг – теоретическая энтальпия пара за цилиндром низкого давления;  
 $\eta_{oi}^{ЦНД} = 0,892$  внутренний относительный коэффициент полезного действия для цилиндра низкого давления.

Расход пара на верхний сетевой подогреватель (из уравнения теплового баланса) определяется, кг/с:

$$D_{BC} = \frac{G_{CB} \cdot \Delta t_{BC} \cdot C_B}{(i_6 - t_{BC}^H) \cdot \eta_{п}} = \frac{497,69 \cdot 17 \cdot 4,186}{(3333 - 563,5) \cdot 0,98} = 13,052. \quad (34)$$

Расход пара на нижний сетевой подогреватель, кг/с:

$$D_{HC} = \frac{G_{CB} \cdot \Delta t_{HC} \cdot C_B - D_{BC} \cdot (t_{BC}^H - t_{HC}^H) \cdot \eta_{п}}{(i_7 - t_{HC}^H) \cdot \eta_{п}} =$$

$$= \frac{497,69 \cdot 47 \cdot 4,186 - 17 \cdot (563,5 - 491) \cdot 0,98}{(3175 - 491) \cdot 0,98} = 36,871. \quad (35)$$

Нагрузка верхнего сетевого подогревателя, кВт:

$$Q_{BC} = G_{CB} \cdot (t_{BC} - t_{HC}) \cdot C_B = 497,69 \cdot (130 - 117) \cdot 4,186 = 35420. \quad (36)$$

Нагрузка нижнего сетевого подогревателя, кВт:

$$Q_{HC} = G_{CB} \cdot (t_{HC} - t_{OC}) \cdot C_B = 497,69 \cdot (117 - 70) \cdot 4,186 = 97913. \quad (37)$$

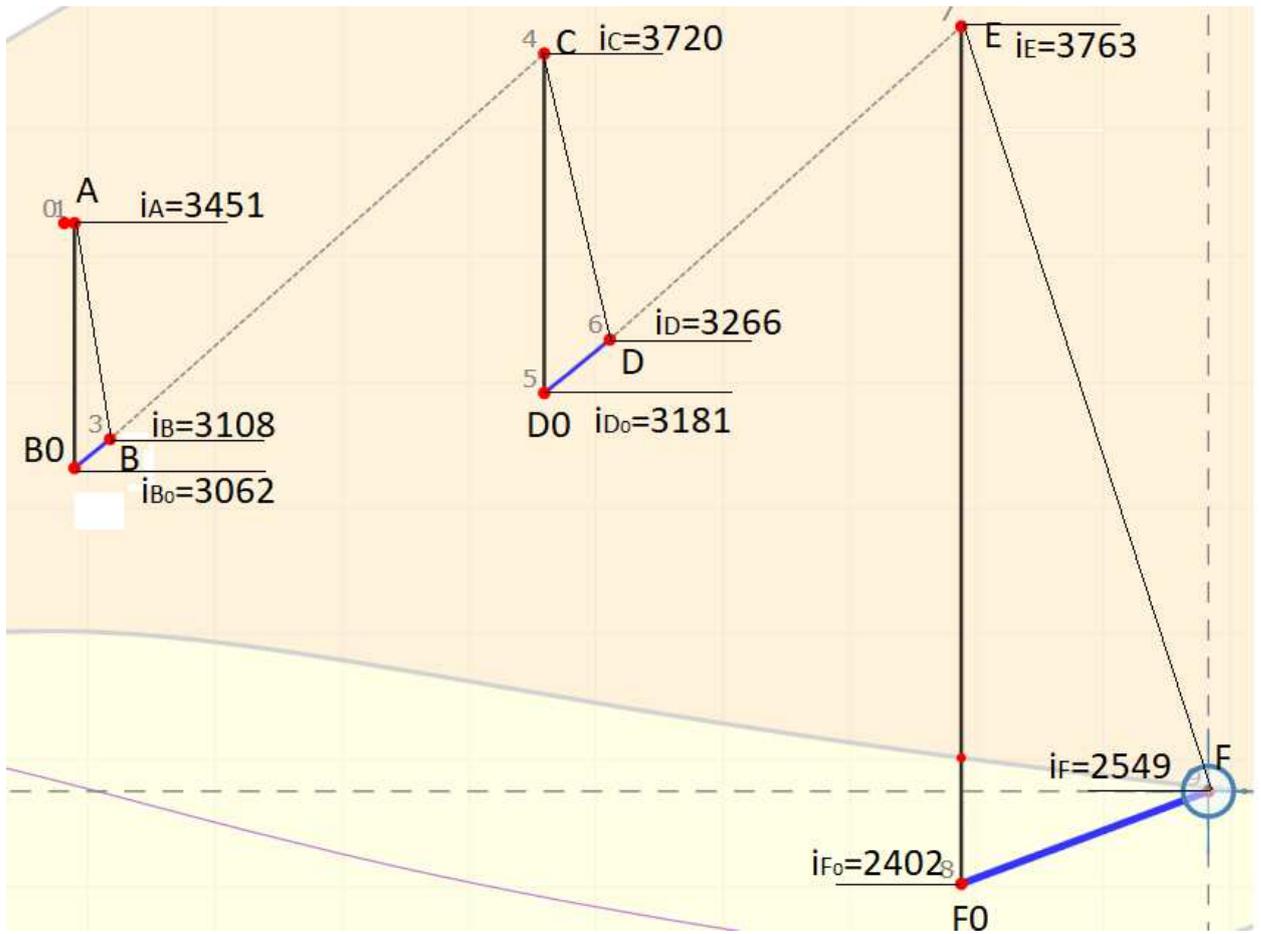


Рисунок 3 – Процесс расширения пара в  $i$ - $s$  диаграмме

### 3.3 Определение параметров по элементам схемы

*Подогреватель высокого давления (ПВД8).* Давление пара в отборе 8,5 МПа. Принимая потерю давления равной 5 %, находим давление пара у подогревателя, МПа:

$$P_{\text{ПВД8}} = 8,5 \cdot 0,95 = 8,075$$

Температура насыщения греющего пара, °С:

$$t_{\text{н}} = 295,661$$

Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг:

$$\bar{t}_i = 1321$$

Температура питательной воды за подогревателем с учётом недогрева, °С:

$$t_{\text{пв}} = t_{\text{н}} - \vartheta_{\text{ПВД}} = 295,661 - 2 = 293,661$$

Энтальпия питательной воды, кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{пв}} = t_{\text{пв}} \cdot C_{\text{в}} = 293,661 \cdot 4,186 = 1310$$

Энтальпия греющего пара (из *i-s* диаграммы), кДж/кг:

$$i_{\text{отб}} = 3108$$

Использованный теплоперепад турбиной до отбора на ПВД, кДж/кг:

$$h = i_0 - i_{\text{отб}} = 3451 - 3108 = 342,853$$

Таким же образом определяем параметры по другим элементам схемы. Результаты сводим в таблицу 6.

Величина	ПВД8	ПВД7	ПВД6	ТПН	Д	ПНД4	ВС	ПНД3	ПНД 2	НС	ПНД 1	К
$P_{отб}$ , МПа	8,5	5,43	2,3	1,52	1,52	0,51	0,35	0,35	0,19	0,19	0,03	0,004
$i_{отб}$ , кДж/кг	3451	3622	3371	-	3266	3441	3333	3333	3175	3175	2813	2549
$P_{уПод-ля}$ , МПа	8,057	5,159	2,185	1,444	0,7	0,485	0,333	0,333	0,181	0,181	0,029	0,004
$t_n$ , °С	295,66	265,9	216,9	28,96	165	150,6	137	137	117	121	68	28,962
$\bar{t}_n$ , кДж/кг	1321	1164	929,36	121,4	697	635	563,5	576,7	491	507	284,3	121,35
$t'_n$ , °С	293,66	263,9	214,9	-	165	146,6	134	134	113	117	64	28,962
$\bar{t}'$ , кДж/кг	1310	1154	920,16	-	697	617,8	561,5	559,5	474	491	267,6	121,35
$h_{исп}$ , кДж/кг	342,85	440,89	691,6	796,6	796,6	1118	1227	1227	1385	1385	1747	2011

Таблица 6 – Параметры элементов тепловой схемы

### 3.4 Определение предварительного расхода пара на турбину

Зная энтальпии пара, определим коэффициент, характеризующий недоиспользование мощности отборов, идущих на подогрев сетевой воды.

Значение коэффициента недоиспользования мощности для верхнего теплофикационного отбора вычислим по формуле:

$$y_{вс} = \frac{i_{вс} - i_k}{i_0 - i_k + q_{пп}} = \frac{3333 - 2549}{3333 - 2549 + 1109} = 0,39 \quad (38)$$

Значение коэффициента для нижнего теплофикационного отбора равно:

$$y_{нс} = \frac{i_{нс} - i_k}{i_0 - i_k + q_{пп}} = \frac{3175 - 2549}{3175 - 2549 + 1109} = 0,311. \quad (39)$$

Коэффициент недоиспользования мощности для турбопривода:

$$y_{тпн} = \frac{i_{тпн} - i_k}{i_0 - i_k + q_{пп}} = \frac{3266 - 2549}{3266 - 2549 + 1109} = 0,356 \quad (40)$$

Путём нескольких итераций было получено значение коэффициента регенерации  $K_p = 1,217$ . Подставляя в формулу данный коэффициент регенерации, получаем расход пара на турбину равным, кг/с:

$$D_T = K_p \cdot \left( \frac{W_3}{H_i \cdot \eta_{эм}} + y_{вс} \cdot D_{вс} + y_{нс} \cdot D_{нс} + y_{тпн} \cdot D_{тпн} \right) = 1,217 \cdot \left( \frac{800000}{2011 \cdot 0,98} + 0,39 \cdot 13,052 + 0,311 \cdot 36,879 + 0,356 \cdot 50,932 \right) = 536,314 \quad (41)$$

где  $H_i = 2011$  кДж/кг – значение теплоперепада, срабатываемого турбиной;  
 $\eta_{эм} = 0,98$  – электромеханический КПД.

### 3.5 Баланс пара и конденсата

Расход пара на эжектор принят 0,5 % от расхода пара на турбину, кг/с:

$$D_{\text{эж}} = 0,005 \cdot D_{\text{Т}} = 0,005 \cdot 536,314 = 2,682 \quad (42)$$

Расход пара на уплотнение турбины, кг/с:

$$D_{\text{упл}} = 0,01 \cdot D_{\text{Т}} = 0,01 \cdot 536,314 = 5,363 \quad (43)$$

Утечки пара и конденсата, кг/с:

$$D_{\text{ут}} = \frac{\alpha_{\text{ут}}}{100} D_{\text{Т}} = \frac{1}{100} \cdot 536,314 = 5,899 \quad (44)$$

Расход пара на собственные нужды, кг/с:

$$D_{\text{сн}} = 0,024 \cdot D_{\text{Т}} = 0,024 \cdot 536,314 = 12,872 \quad (45)$$

Расход перегретого пара, кг/с:

$$D_{\text{пе}} = D_{\text{Т}} + D_{\text{эж}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}} = 536,314 + 2,682 + 5,363 + 5,899 + 12,872 = 563,129 \quad (46)$$

Котёл прямоточный, поэтому расход питательной воды равен расходу перегретого, кг/с:

$$G_{\text{пг}} = D_{\text{пе}} = 563,129$$

### 3.6 Расчёт объёмов, энтальпий воздуха и продуктов сгорания

#### 3.6.1 Теоретический объём воздуха и продуктов сгорания

Так как проектируемая ГРЭС будет расположена в Партизанском районе Красноярского края, топливом для неё является бурый уголь. Месторождение - Ирша-Бородинский разрез. Данный вид топлива имеет следующие характеристики:

Таблица 7 – Теплотехнические характеристики топлива

Состав рабочей массы топлива, %							Выход летучих, $V^r$ , %	Теплота сгорания, $Q_{HP}$ , кДж/кг	Температурные характеристики золы, °С		
$W^P$	$A^P$	$S^P$	$C^P$	$H^P$	$N^P$	$O^P$			$t_1$	$t_2$	$t_3$
33	7,4	0,2	42,6	3	0,6	13,2	47	15280	1180	1210	1230

Теоретический объём воздуха,  $m^3/kg$  при сжигании 1 кг топлива находится по следующей формуле:

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (C^P + 0,375 \cdot S^P) + 0,265 \cdot H^P - 0,0333 \cdot O^P, \quad (47)$$

где  $C^P$  – количество углерода на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 7);  
 $O^P$  – количество кислорода на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 7).

$H^P$  – количество водорода на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 7);  
 $S^P$  – количество серы на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 7);

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (42,6 + 0,375 \cdot 0,2) + 0,265 \cdot 3 - 0,0333 \cdot 13,2 = 4,149.$$

Объём азота,  $m^3/kg$ , полученный при полном сгорании топлива:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + 0,8 \cdot \frac{N^P}{100}, \quad (48)$$

где  $V_B^0$  – смотреть формулу (71);  
 $N^P$  – количество азота на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 7).

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 4,149 + 0,8 \cdot \frac{0,6}{100} = 3,283.$$

Объём трехатомных газов,  $m^3/kg$ , полученный при полном сгорании топлива:

$$V_{RO_2}^0 = 1,866 \cdot \frac{C^P + 0,375 \cdot S^P}{100}, \quad (49)$$

где  $S^P$  – количество серы на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 7);  
 $C^P$  – количество углерода на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 7);

$$V_{RO_2}^0 = 1,866 \cdot \frac{42,6+0,375 \cdot 0,2}{100} = 0,796.$$

Объем водяных паров, м<sup>3</sup>/кг, полученный при полном сгорании топлива:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H^p + 0,0124 \cdot W^p + 0,0161 \cdot V_B^0, \quad (50)$$

где  $V_B^0$  – смотреть формулу (71);

$W^p$  – влажность топлива на рабочую массу, %, (см. таблицу 7).

$H^p$  – количество водорода на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 7);

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot 3 + 0,0124 \cdot 33 + 0,0161 \cdot 4,149 = 0,809.$$

Объем дымовых газов, м<sup>3</sup>/кг, полученный при полном сгорании топлива:

$$V_r^0 = V_{RO_2}^0 + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0, \quad (51)$$

где  $V_{RO_2}^0$  – смотреть формулу (73);

$V_{N_2}^0$  – смотреть формулу (72);

$V_{H_2O}^0$  – смотреть формулу (74).

$$V_r^0 = 0,796 + 3,283 + 0,809 = 4,888.$$

### 3.6.2 Действительные объемы продуктов сгорания

С учётом вида сжигаемого топлива и топочного устройства был выбран коэффициент избытка воздуха в топке, равный  $\alpha_T = 1,2$ . Присосы холодного воздуха по газоздушному тракту котла принимаем равными:

$\Delta\alpha_{пл} = 0,04$  – присос холодного воздуха в пылесистеме;

$\Delta\alpha_T = 0,05$  – присос холодного воздуха в топке;

$\Delta\alpha_{пп} = 0,03$  – присос холодного воздуха в пароперегревателе;

$\Delta\alpha_{ВЭК} = 0,02$  – присос холодного воздуха в экономайзере;

$\Delta\alpha_{ВЗП} = 0,03$  – присос холодного воздуха в воздухоподогревателе.

Таблица 8 – Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Наименование величины и обозначение	Газоход						
	Топочная камера, ширмы	КПП1	ПП1	КПП2	ПП2	ВЭК	ВЗП, Бпвд, Бпнд
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева $\alpha'' = \alpha_T + \sum \alpha_i$	1,2	1,23	1,26	1,29	1,32	1,34	1,4
Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева $\alpha_{ср}$	1,2	1,215	1,245	1,275	1,305	1,33	1,385

### Продолжение таблицы 8

Объем водяных паров, м <sup>3</sup> /кг, $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha_{cp} - 1)V_B^0$	0,822	0,823	0,825	0,827	0,829	0,831	0,835
Полный объем газов, м <sup>3</sup> /кг, $V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1,016(\alpha_{cp} - 1)V_B^0$	5,731	5,794	5,921	6,047	6,174	6,279	6,511
Объемная доля трехатомных газов $r_{RO_2} = V_{RO_2}/V_{\Gamma}$	0,139	0,137	0,134	0,132	0,129	0,127	0,122
Объемная доля водяных паров $r_{H_2O} = V_{H_2O}/V_{\Gamma}$	0,143	0,142	0,139	0,137	0,134	0,132	0,128
Суммарная объемная доля $r_{\Pi} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0,282	0,279	0,274	0,268	0,263	0,259	0,250
Масса дымовых газов, кг/кг $G_{\Gamma} = 1 - 0,01 \cdot A^p + 1,306 \cdot \alpha_{cp} \cdot V_B^0$	7,427	7,509	7,671	7,834	7,996	8,132	8,430
Концентрация золовых частиц, кг/кг $\mu_{эл} = A^p \cdot a_{ун}/100 \cdot G_{\Gamma}$	0,010	0,009	0,009	0,009	0,009	0,009	0,008

### 3.6.3 Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания

Для всех видов топлива энтальпии теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания, в кДж/кг, при расчетной температуре  $\vartheta$ , °С, определяются по формулам:

$$H_B^0 = V_B^0 \cdot c_B \cdot \vartheta, \quad (52)$$

В настоящей работе применялся новый способ определения энтальпий воздуха и продуктов сгорания, основанный на вычислении этих величин при температуре 2200 °С, кДж/кг:

$$H_{\Gamma 2200}^0 = V_{\Gamma}^0 \cdot c_{\Gamma 2200} \cdot \vartheta = 4,888 \cdot 1710 \cdot 2200 = 18390,$$

где  $c_{\Gamma 2200} = 1710$  кДж/кг · К – теплоёмкость газов при температуре 2200 °С.

$$H_{B 2200}^0 = 3403 \cdot V_B^0 = 3403 \cdot 4,149 = 14120. \quad (53)$$

Таким образом, энтальпии воздуха и продуктов сгорания при различных температурах в процессе расчёта находились по следующей формуле:

$$H_i = (H_{\Gamma 2200}^0 + (\alpha_i - 1) \cdot H_{B 2200}^0) \cdot \frac{\vartheta_i}{2695 - 0,3 \cdot \vartheta_i} \quad (54)$$

В то же время температуры определялись по формуле:

$$\vartheta_i = 2695 \cdot \frac{\frac{H_i}{H_{\Gamma 2200}^0 + (\alpha_i - 1) \cdot H_{B 2200}^0}}{1 + 0,3 \frac{H_i}{H_{\Gamma 2200}^0 + (\alpha_i - 1) \cdot H_{B 2200}^0}} \quad (55)$$

### 3.7 Коэффициент полезного действия котла и потери теплоты

Потеря  $q_2$ , обусловленная потерей теплоты с уходящими из котла газами, %, имеет зависимость как от заданной температуры уходящих газов, так и от значения избытка воздуха продуктов сгорания, покидающих котел:

$$q_2 = \frac{(H_{уx} - \alpha_{уx} \cdot H_{хв}^{\circ})(100 - q_4)}{Q_p^p}, \quad (56)$$

где  $H_{уx}$  – энтальпия уходящих газов, кДж/кг,

$$H_{уx} = (H_{г2200}^{\circ} + (\alpha_{уx.г} - 1) \cdot H_{в2200}^{\circ}) \cdot \frac{\vartheta_{уx.г}}{2695 - 0,3 \cdot \vartheta_{уx.г}}, \quad (57)$$

$$H_{уx.г} = (18390 + (1,4 - 1) \cdot 14120) \cdot \frac{130}{2695 - 0,3 \cdot 130} = 1177$$

$\alpha_{уx}$  – коэффициент избытка воздуха уходящих газов.

$H_{хв}^{\circ}$  – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг, определяется при температуре холодного воздуха  $t_{хв} = 40^{\circ}\text{C}$  по следующей формуле:

$$H_{хв}^{\circ} = \frac{\beta_B \cdot H_{в2200}^{\circ} \cdot t_{хв}}{2610 - 0,25 \cdot t_{хв}}, \quad (58)$$

$$H_{хв}^{\circ} = \frac{1 \cdot 14120 \cdot 40}{2610 - 0,25 \cdot 40} = 217,3.$$

$Q_p^p$  – располагаемая теплота сжигаемого топлива кДж/кг, принимается равной  $Q_H^p$  (см. таблицу 7);

$q_4$  – потеря теплоты с механическим недожогом топлива, %, который зависит от вида топлива и способа его сжигания, для бурых углей, сжигаемых в камерной топке с жидким шлакоудалением, принимается  $q_4 = 0,5$  [1].

$$q_2 = \frac{(1177 - 1,4 \cdot 217,3)(100 - 0,5)}{15280} = 5,681 \text{ \%}.$$

Потеря теплоты с химическим недожогом топлива  $q_3$ , %, зависит от вида сжигаемого топлива. Котел пылеугольный, следовательно принимаем  $q_3 = 0$ .

Потеря теплоты от наружного охлаждения  $q_5$ , %, через внешние поверхности в котлах большой тепловой мощности невелика и уменьшается с ростом единичной мощности котла. Ее значение при номинальной расчетной нагрузке можно определить из следующих зависимостей:

$$q_5^{\text{НОМ}} = \frac{\left(\frac{60}{D_{\text{НОМ}}}\right)^{0,5}}{\lg D_{\text{НОМ}}}, \quad (59)$$

где  $D_{\text{НОМ}}$  – номинальная нагрузка котла 563,129 кг/с.

При нагрузках, отличающихся от номинальной, потеря теплоты  $q_5$  изменяется и пересчитывается по формуле:

$$q_5 = q_5^{\text{НОМ}} \cdot \frac{D_{\text{НОМ}}}{D_{\text{пе}}}, \quad (60)$$

где  $D_{\text{НОМ}}$  – номинальная нагрузка котла, кг/с,  $D_{\text{НОМ}} = 563,129$  кг/с;  
 $D_{\text{пе}}$  – расчетная паропроизводительность котла, кг/с.

$$q_5^{\text{H}} = \frac{\left(\frac{60}{563,129}\right)^{0,5}}{\lg 563,129} = 0,119 \text{ \%}.$$

$$q_5 = 0,119 \cdot \frac{563,129}{563,129} = 0,119 \text{ \%}.$$

При определении количества тепла, отданного газами, потери от наружного охлаждения учитываются введением коэффициента сохранения тепла:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100}, \quad (61)$$

где  $q_5$  – смотреть формулу (84).

$$\varphi = 1 - \frac{0,119}{100} = 0,997.$$

Потеря теплоты с физическим теплом шлака  $q_6$ , %, находится по формуле:

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}} \cdot A^{\text{P}} \cdot (ct)_{\text{шл}}}{Q_{\text{H}}^{\text{P}}}, \quad (62)$$

где  $A^{\text{P}}$  – зольность топлива на рабочую массу, %, (см. таблицу 7).  
 $Q_{\text{H}}^{\text{P}}$  – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг, (см. таблицу 7);  
 $(ct)_{\text{шл}}$  – энтальпия шлака, кДж/кг, которая принимается в зависимости от способа шлакоудаления[1], для твёрдого шлакоудаления составляет:  
 $(ct)_{\text{шл}} = 560$ ;

$a_{\text{шл}}$  – доля шлакоулавливания в топочной камере:

$$a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{уH}}, \quad (63)$$

$$a_{\text{шл}} = 1 - 0,95 = 0,05.$$

$$q_6 = \frac{0,2 \cdot 7,4 \cdot 560}{15280} = 0,014.$$

Коэффициент полезного действия, %, проектируемого парового котла определяется методом обратного баланса:

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \quad (64)$$

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = 100 - (5,681 + 0 + 0,5 + 0,119 + 0,014) = 93,687.$$

### 3.8 Определение расхода топлива на котел

Полный расход топлива  $B$ , кг/с, подаваемого в топочную камеру парового котла, определяется из баланса между полезным тепловыделением при горении топлива и тепловосприятием рабочей среды в паровом котле:

$$B = \frac{D_{\text{пе}}(h_{\text{пе}} - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{пп1}}(h'_{\text{пп1}} - h'_{\text{пп1}}) + D_{\text{пп2}}(h_{\text{пп2}} - h'_{\text{пп1}}) + D_{\text{тэ1}}(h'_{\text{тэ1}} - h'_{\text{тэ1}}) + D_{\text{тэ2}}(h'_{\text{тэ2}} - h'_{\text{тэ2}})}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{ка}}^{\text{бр}}}, \quad (65)$$

где  $D_{\text{пе}}$  – заданная паропроизводительность котла, кг/с;

$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$  – теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$\bar{t}_{\text{пв}}$  – энтальпия питательной воды, кДж/кг, которая определяется по соответствующей температуре пара и давлению пароводяного тракта:  
 $\bar{t}_{\text{пв}} = f(P_{\text{пв}}, t_{\text{пв}})$ ,  $\bar{t}_{\text{пв}} = 1304$ ;

$h_{\text{пе}}$  – энтальпия перегретого пара, кДж/кг, которая определяется по соответствующей температуре пара и давлению перегретого пара:

$h_{\text{пе}} = f(P_{\text{пе}}, t_{\text{пе}})$ . Здесь  $P_{\text{пе}}$  – давление перегретого пара, МПа, и  $t_{\text{пе}}$  – температура перегретого пара, °С,  $h_{\text{пе}} = 3451$ .

$D_{\text{тэ1}}, D_{\text{тэ2}}$  – расходы в турбинные экономайзеры, расположенные в байпасе ВЗП.

$D_{\text{пп1}}, D_{\text{пп2}}$  – расходы на первый и второй промежуточный перегрев.

$$B = \frac{563,13(3451 - 1304) + 496,35(3720 - 3108) + 409,11(3763 - 3266) + 223,5(646,6 - 184) + 112,6(1279 - 697)}{15280 \cdot 0,93687} = 131,7.$$

При ненулевых значениях механического недожога  $q_4$  определяют значение расчетного расхода сгоревшего топлива  $B_{\text{р}}$ , кг/с, на основе которого производится определение полного расхода газов и воздуха в газоздушном тракте:

$$B_{\text{р}} = B \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \quad (66)$$

где  $B$  – полный расход топлива, кг/с (89);

$q_4$  – потеря теплоты с механическим недожогом топлива, %.

$$B_{\text{р}} = 131,7 \cdot \left(1 - \frac{0,5}{100}\right) = 131$$

### 3.9 Тепловой расчёт котла

Задачей расчета теплообмена в топочной камере стало определение её высоты при известных конструктивных размерах с прототипа и заданной температуре газов на выходе из топки  $\vartheta_{\text{т}}'' = 1100^{\circ}\text{C}$ .

В программе Mathcad была составлена система уравнений, благодаря которой после ряда итераций была получена искомая высота – 71,7 м. Приведённый далее расчёт подтверждает сходимость системы.

Полезное тепловыделение в топочной камере  $Q_T$ , кДж/кг:

$$Q_T = Q_H^p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_B, \quad (67)$$

где  $Q_H^p$  – теплота сгорания топлива, кДж/кг (см. таблицу 7);  
 $q_3$  – потеря теплоты с химическим недожогом топлива, %;  
 $q_4$  – потеря теплоты от механического недожога топлива, %;  
 $q_6$  – потеря с физическим теплом шлака, %;  
 $Q_B$  – теплота, поступающая в топочную камеру с воздухом, кДж/кг:

$$Q_B = \beta_{ГВ} \cdot H_{ГВ}^\circ + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{пл}) \cdot H_{ХВ}^\circ, \quad (68)$$

где  $\alpha_T$  – коэффициент избытка воздуха;  
 $\Delta\alpha_T$  – присосы холодного воздуха в топке;  
 $\Delta\alpha_{пл}$  – присосы холодного воздуха в пылесистеме;  
 $\beta_{ГВ}$  – относительный избыток воздуха;  
 $H_{ГВ}^\circ$  – энтальпия горячего воздуха, кДж/кг, определяется по температуре горячего воздуха  $t_{ГВ} = 300^\circ\text{C}$ ,  $H_{ГВ}^\circ = 1671$ ;  
 $H_{ХВ}^\circ$  – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг (см. формулу 82);

$$\beta_{ГВ} = \alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл}, \quad (69)$$

где  $\alpha_T$  – коэффициент избытка воздуха;  
 $\Delta\alpha_T$  – присосы холодного воздуха в топке;  
 $\Delta\alpha_{пл}$  – присосы холодного воздуха в пылесистеме;

$$\beta_{ГВ} = 1,2 - 0,05 - 0,04 = 1,11.$$

$$Q_B = 1,11 \cdot 1671 + (0,05 + 0,04) \cdot 217,3 = 1874.$$

Полезное тепловыделение в топочной камере, кДж/кг:

$$Q_T = 15280 \cdot \frac{100 - 0 - 0,5 - 0,014}{100 - 0,5} + 1874 = 17150.$$

Значению  $Q_T$  соответствует теоретическая (адиабатная) температура продуктов сгорания в топке  $\vartheta_a$ , °C. Она находится по следующей формуле:

$$\vartheta_a = 2695 \cdot \frac{\frac{Q_T}{H_{Г2200}^\circ + (\alpha_T - 1) \cdot H_{В2200}^\circ}}{1 + 0,3 \frac{Q_T}{H_{Г2200}^\circ + (\alpha_T - 1) \cdot H_{В2200}^\circ}} = 2695 \cdot \frac{\frac{17150}{18390 + (1,2 - 1) \cdot 14120}}{1 + 0,3 \frac{17150}{18390 + (1,2 - 1) \cdot 14120}} = 1754, \quad (70)$$

Основной радиационной характеристикой продуктов сгорания служит критерий поглощательной способности (критерий Бугера):

$$Bu = k \cdot p \cdot s_T, \quad (71)$$

где  $p$  – давление в топочной камере, МПа,  $p = 0,1$ ;  
 $s_T$  – эффективная толщина излучающего слоя топки, м,:

$$s_T = 3,6 \cdot \frac{V_T}{F_{CT}}, \quad (72)$$

где  $V_T$  – объем топочной камеры, м<sup>3</sup>;  
 $F_{CT}$  – полная площадь поверхности стен топки, м<sup>2</sup>

$$s_T = 3,6 \cdot \frac{27460}{8604} = 11,49.$$

$k$  – коэффициент поглощения топочной среды, 1/(м·МПа):

$$k = k_r \cdot r_{II} + k_{зл} \cdot \mu_{зл} + k_k, \quad (73)$$

где  $r_{II}$  – объемная доля трехатомных газов, принимается по таблице 8 для  $\alpha_T$  ;

$k_k$  – коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса, для бурых углей  $k_k = 0,5$ ;

$\mu_{зл}$  – концентрация золовых частиц в топочной камере;

$k_r$  – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания:

$$k_r = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_{II} \cdot s_T}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_T''}{1000} \right), \quad (74)$$

где  $r_{H_2O}$  – объемная доля водяных паров в топочной камере, принимается по таблице 3;

$T_T''$  – абсолютная температура газов на выходе из топки, К,  
 $T_T'' = \vartheta_T'' + 273 = 1100 + 273 = 1373$  К;

$$k_r = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,143}{\sqrt{0,282 \cdot 11,49}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1373}{1000} \right) = 2,265,$$

$k_{зл}$  – коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы, 1/(м·МПа):

$$k_{зл} = \frac{43 \cdot \rho_r}{(T_T'' \cdot d_{зл})^{0,67}}, \quad (75)$$

где  $\rho_r$  – плотность дымовых газов при атмосферном давлении, г/м<sup>3</sup>,  $\rho_r = 1300$ ;

$d_{зл}$  – эффективный диаметр золовых частиц, мкм, для молотковых мельниц принимаем  $d_{зл} = 16$ ;

$$k_{зл} = \frac{43 \cdot 1300}{(1373 \cdot 16)^{0,67}} = 68,931.$$

$$k = 2,265 \cdot 0,282 + 68,931 \cdot 0,01 + 0,5 = 1,828.$$

$$Bu = 1,828 \cdot 0,1 \cdot 11,49 = 2,1.$$

Степень черноты газов в топке:

$$a_T = 1 - e^{-Bu} = 1 - e^{-2,1} = 0,878, \quad (76)$$

По найденному значению  $Bu$  определяется эффективное значение критерия Бугера:

$$B\tilde{u} = 1,6 \cdot \ln \left( \frac{1,4 \cdot Bu^2 + Bu + 2}{1,4 \cdot Bu^2 - Bu + 2} \right), \quad (77)$$

где  $Bu$  – критерий Бугера.

$$B\tilde{u} = 1,6 \cdot \ln \left( \frac{1,4 \cdot 2,1^2 + 2,1 + 2}{1,4 \cdot 2,1^2 - 2,1 + 2} \right) = 0,841.$$

Изменение положения ядра факела в топке существенно сказывается на температуре в ее верхней части. Учет положения пылеугольного факела в камерной топке осуществляется с помощью эмпирического параметра  $M$ :

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot X_T, \quad (78)$$

где  $X_T$  – характеризует относительную высоту положения зоны максимальных температур в топке:

$$X_T = \frac{h_r}{h_T}, \quad (79)$$

где  $h_r$  – высота расположения горелок, м,  $h_r = 25$ ;  
 $h_T$  – высота топки, м,  $h_T = 71,7$ .

$$X_T = \frac{25}{71,7} = 0,349.$$

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot 0,349 = 0,416.$$

Коэффициент тепловой эффективности экрана:

$$\psi_{\text{экр}} = \xi \cdot x, \quad (80)$$

где  $\xi$  – условный коэффициент загрязнения поверхности нагрева, который характеризует воспринятую долю лучистого тепла рабочей среды по сравнению с тепловым потоком, падающим на экранную поверхность  $\xi = 0,5[1]$ ;

$x$  – угловой коэффициент экрана, принимаем его  $x = 0,98$ .

$$\psi_{\text{экр}} = 0,5 \cdot 0,98 = 0,49$$

Уточняем температуру газов на выходе из топки, °С:

$$\vartheta_T'' = \frac{T_a}{1 + M \cdot B \tilde{u}^{0,3} \cdot \left[ \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \psi_{\text{экp}} \cdot F_{\text{CT}} \cdot T_a^3}{\varphi \cdot B_p \cdot V_{\text{CP}}} \right]^{0,6}} - 273, \quad (81)$$

где  $T_a$  – абсолютная температура продуктов сгорания, К,  
 $T_a = \vartheta_a + 273 = 1754 + 273 = 2027$ ;

$F_{\text{CT}}$  – полная площадь поверхности стен топки, м<sup>2</sup>;

$\psi_{\text{экp}}$  – коэффициент тепловой эффективности экрана;

$B_p$  – расчетный расход топлива на котел, кг/с;

$\varphi$  – коэффициент сохранения тепла;

$V_{\text{CP}}$  – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива:

$$V_{\text{CP}} = \frac{Q_T - H_T''}{\vartheta_a - (\vartheta_T'')_з}, \quad (82)$$

где  $H_T''$  – энтальпия продуктов сгорания топлива, кДж/кг, определяется по формуле 78 по температуре газов на выходе из топки  $(\vartheta_T'')_з = 1100^\circ\text{C}$ :

$$H_T'' = (18390 + (1,2 - 1) \cdot 14120) \cdot \frac{1100}{2695 - 0,3 \cdot 1100} = 9867.$$

$$V_{\text{CP}} = \frac{17150 - 9867}{1754 - 1100} = 11,146.$$

$$(\vartheta_T'')_p = \frac{2027}{1 + 0,416 \cdot 0,841^{0,3} \cdot \left[ \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,49 \cdot 8604 \cdot 2027^3}{0,997 \cdot 131 \cdot 11,146} \right]^{0,6}} - 273 = 1099,4.$$

Невязка заданной температуры газов на выходе из топки от найденной не должна быть больше, чем на 1 °С:

$$|(\vartheta_T'')_p - (\vartheta_T'')_з| < 1^\circ\text{C}, \quad (83)$$

$$|1099,4 - 1100| = 0,6^\circ\text{C} < 1^\circ\text{C}.$$

Так как условие выполняется, то температуру газов на выходе из топки, °С, принимаем равную  $\vartheta_T'' = 1100$ .

Общее количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхностям топки, кДж/кг:

$$Q_L = \varphi \cdot (Q_T - H_T''), \quad (84)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сохранения тепла;

$Q_T$  – полезное тепловыделение в топочной камере, кДж/кг.

$$Q_{\text{л}} = 0,997 \cdot (17150 - 9867) = 7277.$$

Среднее тепловое напряжение экранов топки (воспринятый тепловой поток), кВт/м<sup>2</sup>:

$$q_{\text{л}} = \frac{B_{\text{р}} \cdot Q_{\text{л}}}{F_{\text{ст}} \cdot \chi}, \quad (85)$$

где  $B_{\text{р}}$  – расчетный расход топлива на котел, кг/с;

$Q_{\text{л}}$  – количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхностям топки, кДж/кг;

$\chi$  – степень экранирования стен топки,  $\chi = 0,98$ ;

$F_{\text{ст}}$  – полная площадь поверхности стен топки, м<sup>2</sup>;

$$q_{\text{л}} = \frac{131 \cdot 7277}{8604 \cdot 0,98} = 113,077.$$

Затем был произведён тепловой расчёт котла, определены конструктивные размеры всех поверхностей нагрева.

Таблица 9 – Конструктивные размеры поверхностей нагрева

Поверхность	F, м <sup>2</sup>	h, м	z1	z2
ТЭ2	9411	2,8	124	40
ТЭ1	26000	4,2	124	106
ВЭК	5991	2,6	288	20
ВЗП	47010	4,9	444	200
ПП2	51670	3,24	191	100
КПП2	2008	0,324	191	10
ПП1	13760	2,592	191	30
КПП1	3990	0,72	191	6
ШПП	4742	3	40	
Топка	9060	71,7		

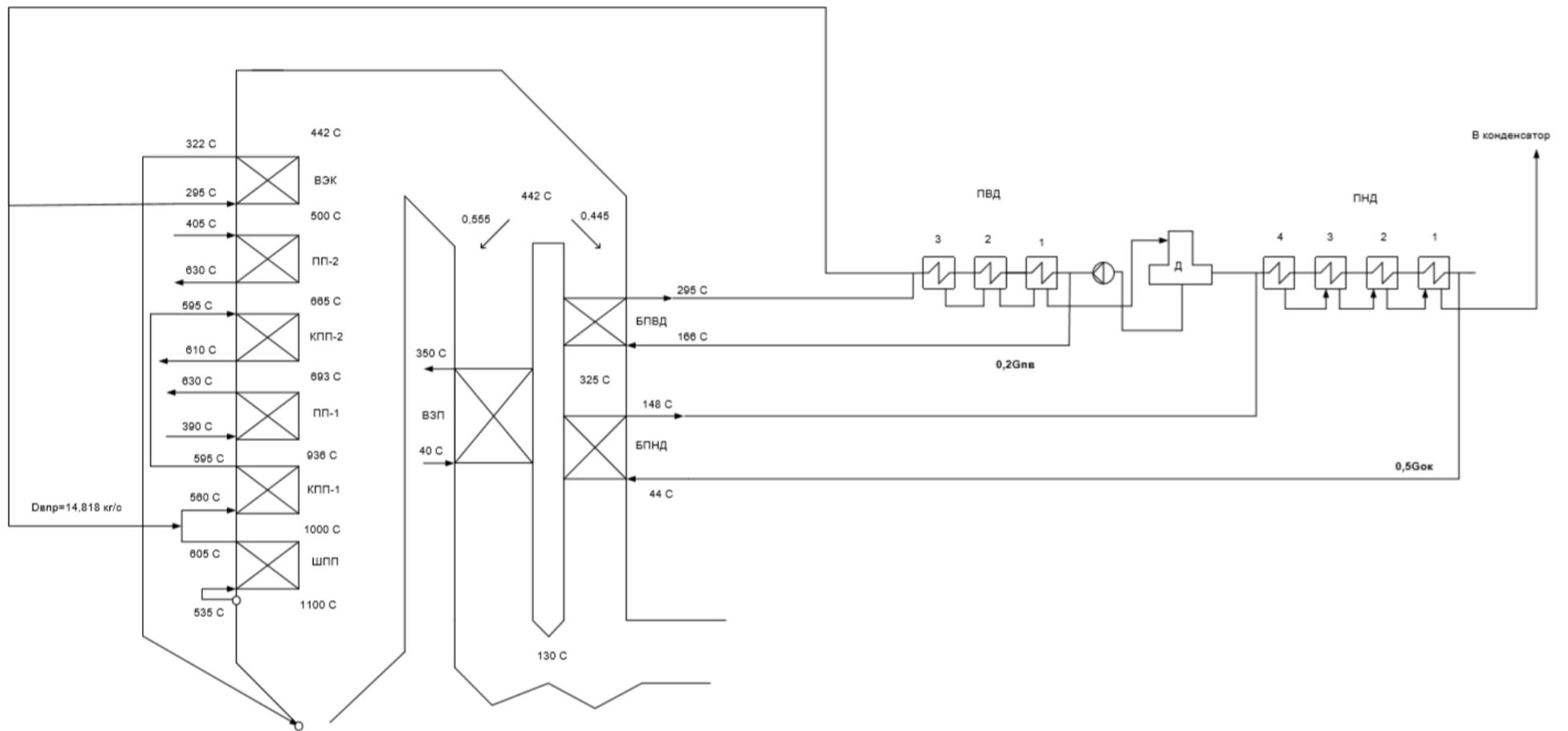


Рисунок 4 – Температуры по трактам котла

### 3.10 Расчёт регенеративной схемы

В процессе расчёта было определено, что наиболее целесообразным является байпасирование потока ПВД и ПНД в котёл в размере 50% и 20% соответственно. Такое распределение позволяет максимально использовать преимущества схемы блока повышенной эффективности, сохраняя температуру питательной воды в допустимых пределах и исключая отрицательный расход пара в деаэратор.

#### 3.10.1 Расчёт регенеративной схемы ПВД

Расход пара на ПВД-8 из уравнения теплового баланса равен, кг/с:

$$D_{\text{ПВД8}} = \frac{\Delta P_{\text{ВД}} \cdot G_{\text{ПВ}} \cdot (\bar{t}_{\text{ПВПВД8}} - \bar{t}_{\text{ПВПВД7}})}{(h_1 - \bar{t}_{\text{ПВД8}}) \cdot \eta_{\text{ТО}}} = \frac{0,8 \cdot 563,13 \cdot (1310 - 1154)}{(3108 - 1321) \cdot 0,98} = 39,967 \quad (86)$$

Расход пара на ПВД-7 равен, кг/с:

$$D_{\text{ПВД7}} = \frac{\Delta P_{\text{ВД}} \cdot G_{\text{ПВ}} \cdot (\bar{t}_{\text{ПВПВД7}} - \bar{t}_{\text{ПВПВД6}}) - D_{\text{ПВД8}} \cdot (\bar{t}_{\text{ПВД8}} - \bar{t}_{\text{ПВД7}}) \cdot \eta_{\text{ТО}}}{(h_1 - \bar{t}_{\text{ПВД7}}) \cdot \eta_{\text{ТО}}} =$$

$$= \frac{0,8 \cdot 563,13 \cdot (1154 - 920,2) - 39,967 \cdot (1321 - 1164) \cdot 0,98}{(3622 - 1164) \cdot 0,98} = 41,258 \quad (87)$$

Для вычисления расхода пара на ПВД-6 необходимо посчитать энтальпию с учётом нагрева воды в питательном насосе, кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{ПН}} = \bar{t}_{\text{Д}} + \frac{\Delta P_{\text{ПН}} \cdot V}{\eta_{\text{Н}} \cdot 1000}, \quad (88)$$

где  $\Delta P_{\text{ПН}}$  – разница между давлением нагнетения и давлением на всасе насоса, МПа,  $\Delta P_{\text{ПН}} = P_{\text{ПН}} - P_{\text{Д}} = 1,4P_0 - P_{\text{Д}} = 46,2 - 0,7 = 45,5$ ;

$V$  – удельный объём воды,  $V = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;

$\eta_{\text{Н}}$  – КПД насоса, принимаем  $\eta_{\text{Н}} = 0,83$ .

$$\bar{t}_{\text{ПН}} = 697,1 + \frac{45,5 \cdot 0,001}{0,83 \cdot 1000} = 757,881.$$

Тогда расход пара на ПВД-6 составит, кг/с:

$$D_{\text{ПВД6}} = \frac{\Delta P_{\text{ВД}} \cdot G_{\text{ПВ}} \cdot (\bar{t}_{\text{ПВПВД6}} - \bar{t}_{\text{ПН}}) - (D_{\text{ПВД8}} + D_{\text{ПВД7}}) \cdot (\bar{t}_{\text{ПВД7}} - \bar{t}_{\text{ПВД6}}) \cdot \eta_{\text{ТО}}}{(h_3 - \bar{t}_{\text{ПВД6}}) \cdot \eta_{\text{ТО}}} =$$

$$= \frac{0,8 \cdot 563,13 \cdot (920,2 - 757,881) - (39,967 + 41,258) \cdot (1164 - 929,4) \cdot 0,98}{(3371 - 929,4) \cdot 0,98} = 22,383 \quad (89)$$

#### 3.10.2 Расчёт деаэратора

Для расчёта деаэратора в программе Mathcad была составлена следующая система уравнений (с учётом нагрева воды в турбинном экономайзере):

Уравнения материального баланса:

$$G_{\text{пв}} = (D_{\text{ПВД8}} + D_{\text{ПВД7}} + D_{\text{ПВД6}}) + D_{\text{д}} + G_{\text{ок}} \quad (90)$$

$$563,13 = (39,967 + 41,258 + 22,383) + D_{\text{д}} + G_{\text{ок}}$$

Уравнения теплового баланса:

$$G_{\text{пв}} \cdot \bar{t}_{\text{д}} = (D_{\text{ПВД8}} + D_{\text{ПВД7}} + D_{\text{ПВД6}}) \cdot \bar{t}_{\text{ПВД8}} + D_{\text{д}} \cdot h_4 + G_{\text{ок}} \cdot \bar{t}'_{\text{пвПНД4}} \quad (91)$$

$$563,13 \cdot 697,1 = (39,967 + 41,258 + 22,383) \cdot 1321 + D_{\text{д}} \cdot 3266 + G_{\text{ок}} \cdot \bar{t}'_{\text{пвПНД4}}$$

$$G_{\text{ок}} \cdot \bar{t}'_{\text{пвПНД4}} = G_{\text{ок}} \cdot \Delta_{\text{ПНД}} \cdot \bar{t}_{\text{пвПНД4}} + G_{\text{ок}} \cdot (1 - \Delta_{\text{ПНД}}) \cdot \bar{t}_{\text{тэ1}}'' \quad (92)$$

$$G_{\text{ок}} \cdot \bar{t}'_{\text{пвПНД4}} = G_{\text{ок}} \cdot 0,5 \cdot 617,8 + G_{\text{ок}} \cdot (1 - 0,5) \cdot 646,6$$

Решив систему уравнений, получим, кг/с:

$$G_{\text{ок}} = 449,878$$

$$D_{\text{д}} = 2,121$$

При этом энтальпия основного конденсата на входе в деаэратор равна, КДж/кг:

$$\bar{t}'_{\text{пвПНД4}} = 632,2$$

### 3.10.3 Расчёт турбопривода питательного насоса

Расход пара на турбопривод питательного насоса был найден по следующей формуле, кг/с:

$$D_{\text{ТПН}} = \frac{G_{\text{пв}} \cdot V \cdot (P_{\text{ПН}} - P_{\text{д}})}{H_{\text{ИТПН}} \cdot \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{м}}} = \frac{563,13 \cdot 0,001 \cdot (46,2 - 0,7)}{712,136 \cdot 0,83 \cdot 0,98} = 50,932. \quad (93)$$

### 3.10.4 Расчёт регенеративной схемы ПНД

Расход пара на ПНД-4 из уравнения теплового баланса равен, кг/с:

$$D_{\text{ПНД4}} = \frac{\Delta_{\text{ПНД}} \cdot G_{\text{ок}} \cdot (\bar{t}_{\text{пвПНД4}} - \bar{t}_{\text{пвПНД3}})}{(h_5 - \bar{t}_{\text{ПНД4}}) \cdot \eta_{\text{то}}} = \frac{0,5 \cdot 449,87 \cdot (617,8 - 559,5)}{(3441 - 635,1) \cdot 0,98} = 4,77 \quad (94)$$

Расход пара на ПНД-3 равен, кг/с:

$$D_{\text{ПНД3}} = \frac{\Delta_{\text{ПНД}} \cdot G_{\text{ок}} \cdot (\bar{t}_{\text{пвПНД3}} - \bar{t}_{\text{пвПНД2}}) - D_{\text{ПНД4}} \cdot (\bar{t}_{\text{ПНД4}} - \bar{t}_{\text{ПНД3}}) \cdot \eta_{\text{то}}}{(h_6 - \bar{t}_{\text{ПНД3}}) \cdot \eta_{\text{то}}} =$$

$$= \frac{0,5 \cdot 449,87 \cdot (559,5 - 474,1) - 4,77 \cdot (635,1 - 576,6) \cdot 0,98}{(3333 - 576,6) \cdot 0,98} = 7,014 \quad (95)$$

Расход пара на ПНД-2 равен, кг/с:

$$D_{\text{ПНД}2} = \frac{\Delta_{\text{ПНД}} \cdot G_{\text{ок}} \cdot (\bar{t}_{\text{пвПНД}2} - \bar{t}_{\text{пвПНД}1}) - (D_{\text{ПНД}4} + D_{\text{ПНД}3}) \cdot (\bar{t}_{\text{ПНД}3} - \bar{t}_{\text{ПНД}2}) \cdot \eta_{\text{то}}}{(h_7 - \bar{t}_{\text{ПНД}2}) \cdot \eta_{\text{то}}} =$$

$$= \frac{0,5 \cdot 449,87 \cdot (474,1 - 267,6) - (4,77 + 7,014) \cdot (576,6 - 491) \cdot 0,98}{(3175 - 491) \cdot 0,98} = 17,287 \quad (96)$$

С учётом подогрева в сальниковых и эжекторных подогревателях температура конденсата перед ПНД-1 составит, °С:

$$t'_{\text{ПНД}1} = t_{\text{к}} + 15 = 28,962 + 15 = 43,962$$

Энтальпия конденсата перед ПНД-1 равна, кДж/кг:

$$\bar{t}'_{\text{ПНД}1} = t'_{\text{ПНД}1} \cdot 4,186 = 184,097$$

Тогда расход пара на ПНД-1 равен, кг/с:

$$D_{\text{ПНД}1} = \frac{\Delta_{\text{ПНД}} \cdot G_{\text{ок}} \cdot (\bar{t}_{\text{пвПНД}1} - \bar{t}'_{\text{ПНД}1}) - (D_{\text{ПНД}4} + D_{\text{ПНД}3} + D_{\text{ПНД}2}) \cdot (\bar{t}_{\text{ПНД}2} - \bar{t}_{\text{ПНД}1}) \cdot \eta_{\text{то}}}{(h_8 - \bar{t}_{\text{ПНД}1}) \cdot \eta_{\text{то}}}$$

$$= \frac{0,5 \cdot 449,87 \cdot (267,6 - 184,1) - (4,77 + 7,014 + 17,3) \cdot (491 - 284,3) \cdot 0,98}{(2813 - 284,3) \cdot 0,98} = 5,2 \quad (97)$$

Расход пара через конденсатор равен, кг/с:

$$D_{\text{к}} = G_{\text{ок}} - (D_{\text{эж}} + D_{\text{уп}} + D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}} + D_{\text{ТПН}}) =$$

$$= 449,878 - (2,682 + 5,363 + 5,899 + 12,872 + 50,932) = 339,09 \quad (98)$$

Проверка баланса пара в турбине:

$$D_{\text{к}} = D_{\text{т}} - (D_{\text{ПВД}8} + D_{\text{ПВД}7} + D_{\text{ПВД}6} + D_{\text{д}} + D_{\text{ПНД}4} + D_{\text{ПНД}3} +$$

$$D_{\text{ПНД}2} + D_{\text{ПНД}1} + D_{\text{ТПН}}) = 536,314 - (39,967 + 41,258 + 22,383 + 2,121 +$$

$$+ 4,77 + 7,014 + 17,287 + 5,2) = 339,09 \quad (99)$$

Проверка по мощности:

$$W = \left( \sum_{i=1}^n D_i^{\text{отб}} \cdot H_i^{\text{отб}} \right) \cdot \eta_{\text{эм}} \quad (100)$$

$$800000 = 800954$$

Погрешность расчета составляет:

$$\delta = \left| \frac{W - W_{\text{р}}}{W} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{800000 - 800954}{800000} \right| \cdot 100\% = 0,119\%$$

Погрешность составляет не более 2 %, что допустимо.

### 3.11 Расчёт технико-экономических показателей

Расход тепла на турбоустановку, кВт:

$$Q_{\text{ТУ}} = D_{\text{Т}} \cdot (h_0 - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{пп1}} \cdot (h''_{\text{пп1}} - h'_{\text{пп1}}) + D_{\text{пп2}} \cdot (h''_{\text{пп2}} - h'_{\text{пп2}}) = \\ = 536,314 \cdot (3451 - 1304) + 488,6 \cdot (3720 - 3108) + 412,7 \cdot (3763 - 3266) = 1638000 \quad (101)$$

Затраченная теплота на сетевые подогреватели, кВт:

$$Q_{\text{Т}} = D_{\text{вс}} \cdot (h_{\text{вс}} - \bar{t}_{\text{вс}}^{\text{H}}) + D_{\text{нс}} \cdot (h_{\text{нс}} - \bar{t}_{\text{нс}}^{\text{H}}) = 13,052 \cdot (3333 - 563,5) + 36,9 \cdot (3175 - 491) = 135108 \quad (102)$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт:

$$Q_{\text{ТУ}}^{\text{э}} = Q_{\text{ТУ}} - Q_{\text{Т}} = 1638000 - 135108 = 1502892 \quad (103)$$

Тепловая нагрузка котла, кВт:

$$Q_{\text{пе}} = D_{\text{пе}} (h_{\text{пе}} - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{пп1}} (h''_{\text{пп1}} - h'_{\text{пп1}}) + D_{\text{пп2}} (h''_{\text{пп2}} - h'_{\text{пп2}}) + D_{\text{тэ1}} (h''_{\text{тэ1}} - h'_{\text{тэ1}}) + D_{\text{тэ2}} (h''_{\text{тэ2}} - h'_{\text{тэ2}}) = \\ = 563,13(3451 - 1304) + 496,35(3720 - 3108) + 409,11(3763 - 3266) + 223,5(646,6 - 184) + 112,6(1279 - 697) = 1863000 \quad (104)$$

Полный расход условного топлива, кг/с:

$$B_{\text{усл}} = \frac{Q_{\text{пе}}}{29310 \cdot \eta_{\text{пт}}} = \frac{1863000}{29310 \cdot 0,93685} = 67,846 \quad (105)$$

Принимая мощность собственных нужд блока 5 %, отпущенная мощность составляет, кВт:

$$W_{\text{отп}} = W_{\text{э}} - e_{\text{сн}} \cdot W = 800000 - 0,05 \cdot 800000 = 760000 \quad (106)$$

Мощность собственных нужд, затраченная только на производство электроэнергии, кВт:

$$W_{\text{эз}}^{\text{сн}} = e_{\text{эз}}^{\text{сн}} \cdot W = 0,05 \cdot 800000 = 40000; \quad (107)$$

где  $e_{\text{эз}}^{\text{сн}} = 0,05$  доля электроэнергии затраченная на производство электроэнергии.

Расход тепла на собственные нужды турбоагрегата, кВт:

$$Q_{\text{ТУ}}^{\text{сн}} = 0,05 \cdot Q_{\text{ТУ}} = 0,05 \cdot 1638000 = 81890 \quad (108)$$

Коэффициенты ценности тепла:

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{h_{\text{вс}} - \bar{t}_k}{h_0 - \bar{t}_k + q} \cdot \left( 1 + K \cdot \frac{h_0 + q - h_{\text{вс}}}{h_0 + q - \bar{t}_k} \right) = 0,49 \quad (109)$$

$$\xi_{\text{нс}} = \frac{h_{\text{нс}} - \bar{t}_k}{h_0 - \bar{t}_k + q} \cdot \left( 1 + K \cdot \frac{h_0 + q - h_{\text{нс}}}{h_0 + q - \bar{t}_k} \right) = 0,401 \quad (110)$$

где  $K = 0,42$  - коэффициент, зависящий от давления.

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счет отборов пара, кВт:

$$\Delta Q_{\text{отб}}^3 = [Q_{\text{вс}} \cdot (1 - \xi_{\text{вс}}) + Q_{\text{нс}} \cdot (1 - \xi_{\text{нс}})] \cdot \frac{Q_{\text{отб}}^{\text{отб}}}{Q_{\text{ты}}^{\text{т}}} \quad (111)$$

$$\Delta Q_{\text{отб}}^3 = [35420 \cdot (1 - 0,49) + 97910 \cdot (1 - 0,401)] \cdot 1 = 76720$$

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии:

$$K_9 = \frac{Q_{\text{ты}}^3 + \Delta Q_{\text{отб}}^3 + Q_{\text{ты}}^{\text{чн}}}{Q_{\text{ты}}^3 + \Delta Q_{\text{отб}}^3 + Q_{\text{ты}}^{\text{чн}} + Q_{\text{ты}}^{\text{т}}} = \frac{1502892 + 76720 + 81890}{1502892 + 76720 + 81890 + 135108} = 0,925 \quad (112)$$

Расход топлива на выработку электроэнергии, кг/с:

$$B_9 = B \cdot K_9 \cdot \frac{W_{\text{отп}}}{W - W_{\text{зэ}}^{\text{чн}}} = 131 \cdot 0,925 \cdot \frac{760000}{800000 - 760000} = 121,153 \quad (113)$$

Для условного топлива, кг/с:

$$B_{9\text{УСЛ}} = B_{\text{УСЛ}} \cdot K_9 \cdot \frac{W_{\text{отп}}}{W - W_{\text{зэ}}^{\text{чн}}} = 68,6 \cdot 0,925 \cdot \frac{760000}{800000 - 760000} = 63,444 \quad (114)$$

Расход топлива на выработку тепла, кг/с:

$$B_{\text{т}} = B - B_9 = 131 - 121,153 = 9,853 \quad (115)$$

Для условного топлива, кг/с:

$$B_{\text{тУСЛ}} = B_{\text{УСЛ}} - B_{9\text{УСЛ}} = 68,6 - 63,444 = 5,16 \quad (116)$$

Удельный расход топлива на выработку электроэнергии, кг/кВт·ч:

$$b_{\text{э}} = \frac{B_{\text{э}}}{W_{\text{отп}}} \cdot 3600 = \frac{121,153}{760000} \cdot 3600 = 0,574 \quad (117)$$

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг/кВт·ч:

$$b_{\text{эУСЛ}} = \frac{B_{\text{эУСЛ}}}{W_{\text{отп}}} \cdot 3600 = \frac{63,444}{760000} \cdot 3600 = 0,301 \quad (118)$$

Удельный расход топлива на выработку тепла, кг/ГДж:

$$b_{\text{т}} = \frac{B_{\text{т}}}{Q_{\text{от}}} \cdot 10^6 = \frac{9,853}{125000} \cdot 10^6 = 7,883 \quad (119)$$

Удельный расход условного топлива на выработку тепла, кг/ГДж:

$$b_{\text{тУСЛ}} = \frac{B_{\text{т}}}{Q_{\text{от}}} \cdot 10^6 = \frac{5,16}{125000} \cdot 10^6 = 4,128 \quad (120)$$

Полученные результаты были сопоставлены с результатами, полученными в ходе расчёта стандартного блока К-800-240 на том же топливе и с той же тепловой нагрузкой в рамках расчёта курсового проекта. В таблице 9 можно увидеть, что удельные показатели эффективности выгодно отличаются для блока повышенной эффективности. При этом помимо наглядного снижения удельных расходов условного топлива, можно отметить что ещё более значительно снижаются расходы конкретного топлива, используемого в проекте – бурого Бородинского угля.

Таблица 9 – Сравнение удельных показателей

Показатель	Блок повышенной эффективности Siemens SST-6000	Стандартный блок К-800-240
$b_{\text{э}}$ , кг/кВт·ч	0,574	0,731
$b_{\text{эУСЛ}}$ , кг/кВт·ч	0,301	0,381
$b_{\text{т}}$ , кг/кВт·ч	7,883	59,168
$b_{\text{тУСЛ}}$ , кг/кВт·ч	4,128	30,836

### 3.12 Выбор и расчёт вспомогательного оборудования

#### 3.12.1 Выбор питательных насосов

Для блочных электростанций производительность питательных насосов выбирают по расходу пара на блок с запасом 5-8%, т/ч:

$$G = G_{\text{пв}} \cdot 1,05 \cdot 3,6 = 563,129 \cdot 1,05 \cdot 3,6 = 2128,14 \quad (121)$$

где  $G_{\text{пв}}$  - расход питательной воды на турбину, кг/с.

Напор питательного насоса принимается на 30-50% больше, чем номинальное давление пара перед турбиной, м:

$$H = P_0 \cdot 1,4 \cdot 10 = 462 \quad (122)$$

Выбираем питательный насос ПН-1500-330 со следующими характеристиками (2 штуки на блок):

- Производительность – 1500 т/ч
- Напор – 3300 м
- Частота вращения 4700 об/мин

#### 3.12.2 Выбор конденсатных насосов

Как правило, на станциях конденсатные насосы устанавливаются в количестве 2-3 на один турбоагрегат, при этом при установке двух насосов каждый должен обеспечивать производительность в 100%, а при установке трех конденсатных насосов каждый подбирается на 50 %-ную производительность. За расчетную производительность принимают расход конденсата, т/ч:  $G_{\text{ок}} = 1619,56$ .

Принимаем напор конденсатных насосов в пределах 50-150 м. вод.ст. Выбираем 2 конденсатных насоса КСВ-1000-25 с характеристиками:

- Производительность – 1000 м<sup>3</sup>/ч
- Напор – 95 м.вод.ст.
- Частота вращения 970 об/мин
- Мощность – 400 кВт

#### 3.12.3 Выбор циркуляционных насосов

Расход охлаждающей воды на турбину (принимаем кратность охлаждения  $m = 60$ ), т/ч:

$$G_{\text{ов}} = m \cdot D_k \cdot 3,6 = 60 \cdot 339,09 \cdot 3,6 = 73243,44 \quad (123)$$

Выбираем насос типа ОП10-145 в количестве двух штук с характеристиками:

- Производительность – 74000 м<sup>3</sup>/ч
- Напор – 17,8 м.вод.ст.
- Частота вращения 333 об/мин
- Потребляемая мощность – 4000 кВт
- КПД – 84 %

### 3.12.4 Выбор сетевых насосов

Выбор сетевых насосов производят по производительности и напору. Как правило, устанавливается 3 сетевых насоса на турбину, каждый при этом должен обеспечивать 50 % от расчётной производительности.

Производительность сетевого насоса, т/ч:

$$G = \frac{G_{\text{св}}}{2} \cdot 3,6 = \frac{497,7}{2} \cdot 3,6 = 895,86 \quad (124)$$

Выбираем сетевые насосы СЭ-1250-100 с характеристиками:

- Производительность – 1250 м<sup>3</sup>/ч
- Напор – 98 м.вод.ст.
- Частота вращения 1500 об/мин
- Потребляемая мощность – 415 кВт
- КПД – 82 %

### 3.12.5 Регенеративные подогреватели

В данной работе было принято решение использовать на проектируемом объекте регенеративные подогреватели высокого давления с модернизированной конструкцией, обеспечивающей более высокую надёжность работы. На рисунке 5 приведена конструкция подогревателя высокого давления, используемая на электростанции Ince B. Коллектор воды имеет цельнокованую конструкцию "бутылки" с входным и выходным патрубками и опорными ножками, приваренными к основной ковке. Охладитель пара находится в нижней части подогревателя. Поскольку секция пароохлаждения и концевая секция будут контактировать с водой стоков, для предотвращения прямого контакта металла при температуре перегрева пара с одной стороны и конденсата при температуре насыщения с другой стороны используется конструкция с двойной обшивкой.

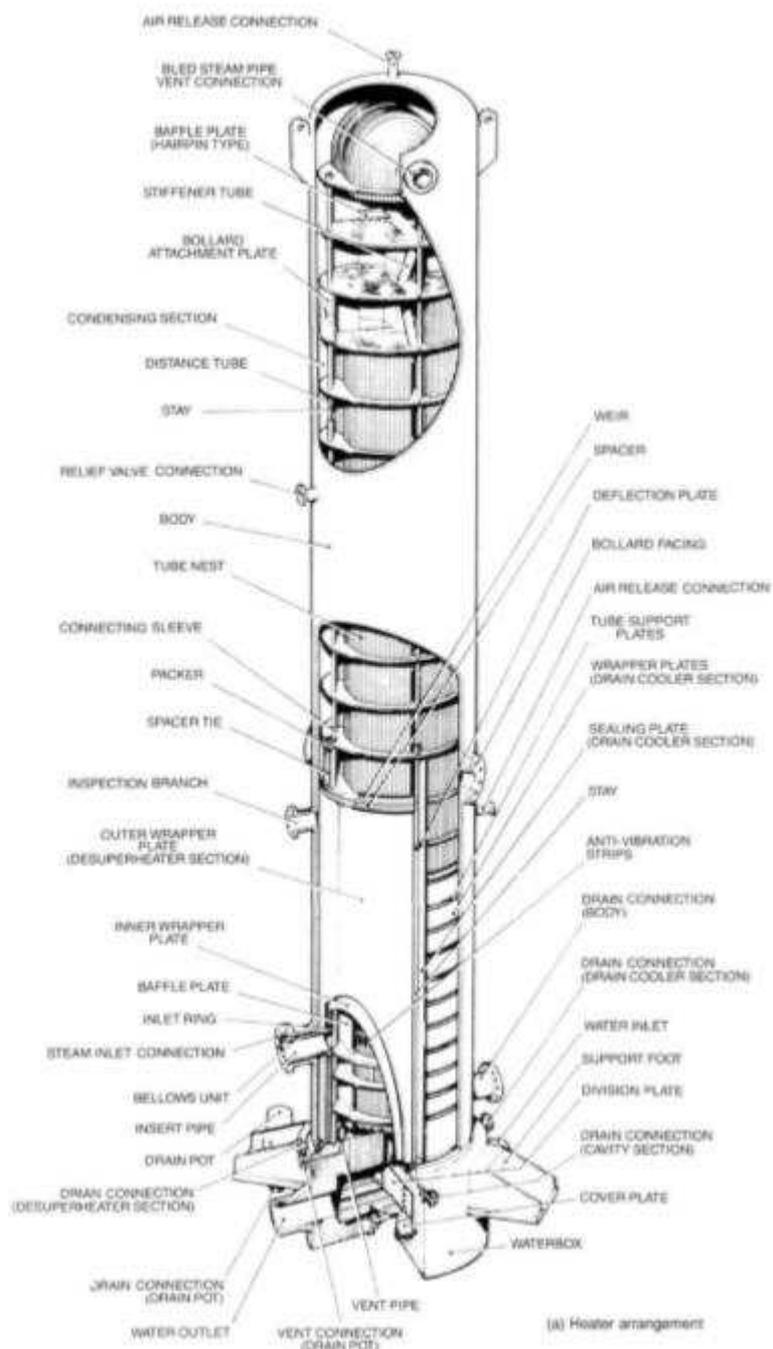


Рисунок 5 – Конструкция подогревателя высокого давления

Конструкция подогревателей низкого давления также подбиралась, исходя из современных трендов. На рисунке 6 приведена конструкция подогревателя низкого давления, основным достоинством которой является экономия пространства турбинного цеха. Суть конструкции заключается в размещении двух первых по ходу движения конденсата подогревателей низкого давления в горловине конденсатора с гравитационными стоками в конденсатор. В остальном такие ПНД-1 и ПНД-2 представляют из себя стандартные подогреватели поверхностного типа.

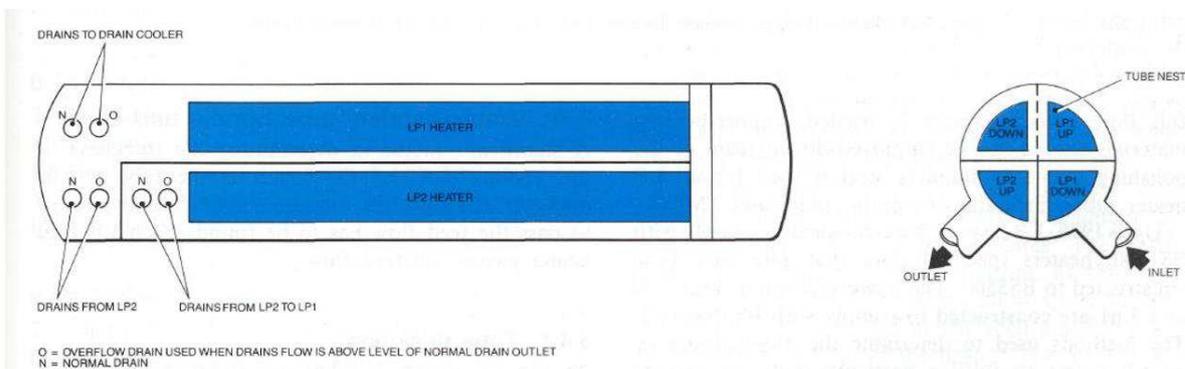


Рисунок 6 – Комбинированные ПНД-1 и ПНД-2

### 3.12.6 Сетевые подогреватели

Подогреватели сетевой воды выбираем по расчетному пропуску воды, давлению пара в корпусе и температуре пара на входе и воды на выходе.

Расчетный пропуск сетевой воды  $G_{св}=497,7$  кг/с. ПСГ-800-3-8-I с характеристиками: расчетный пропуск воды 2000 т/ч; рабочее давление пара 3,9 бара; рабочее давление воды в трубной системе 8,8 бар; вес без воды 20,01 т.

### 3.12.7 Деаэратор

Вода из конденсатора (конденсата), нагретая питательными нагревателями низкого давления, подается в деаэратор для дальнейшего нагрева и деаэрации перед подачей в котлы питательным насосом котла через питательную магистраль низкого давления. Деаэраторы на современных крупных агрегатах предназначены для обеспечения питательной воды на выходе из накопительного резервуара не более чем 5 микрограммами на килограмм (мкг/кг) кислорода.

В качестве деаэратора на проектируемой станции для обеспечения большей надёжности и соответствия современным энергетическим трендам используется принципиально новая конструкция деаэратора, используемая на станции СЕGB.

Этот тип деаэратора использует новый подход к задаче извлечения кислорода и других неконденсирующихся газов из конденсата (рис.7). Деаэрирующая колонка как таковая отсутствует, но в пространстве над уровнем рабочей воды в верхней части резервуара имеется ряд специально разработанных распылителей, которые распыляют поступающую питательную воду на кольцо пластин, дополнительно разбивающее поток. Опрыскиватели предназначены для создания достаточной площади распыления и капель воды, чтобы обеспечить необходимую поверхность теплопередачи для нагрева потока до температуры, максимально близкой к температуре насыщения (соответствующей давлению внутри деаэратора). На практике температура питательной воды в резервуаре изменяется в пределах

1-2°C от температуры насыщения. Таким образом, накопленная вода в резервуаре нагревается до температуры насыщения поступающего греющего пара, поступающего в резервуар через распылители.

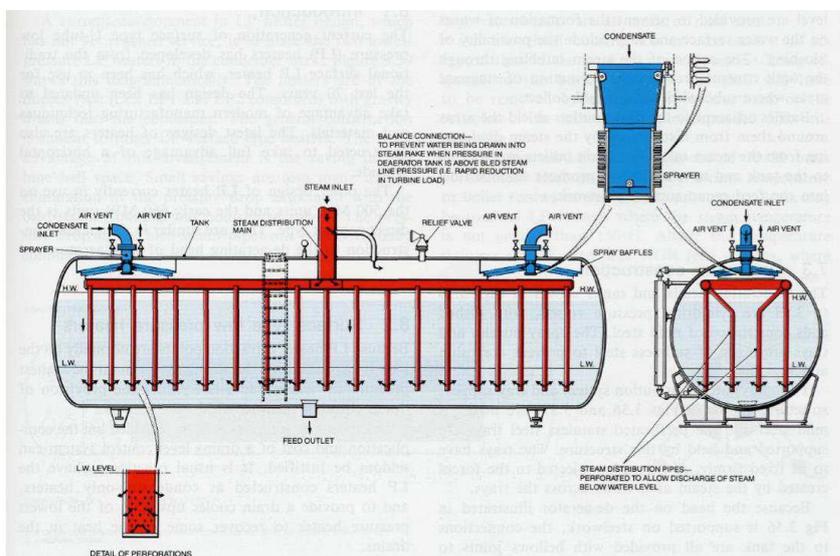


Рисунок 7 – Бесколонковый деаэратор

### 3.13 Аэродинамический расчёт котельного агрегата, выбор тягодутьевых машин

Данные теплового расчета котла используются в качестве исходных данных для аэродинамического расчета газоздушного тракта котла. приведенная ниже таблица составлена с данными по каждой поверхности нагрева, необходимыми для выполнения расчетов (см. таблицу 10).

Таблица 10 – Исходные данные для выполнения аэродинамического расчета котельного агрегата

Участок тракта	Диаметр труб, d, мм	Число рядов труб по ходу газов Z <sub>2</sub> , шт	Длина продольно омываемых труб, м	Средняя температура газов, $\vartheta_{cp}$ , °C	Средняя скорость газов, $\omega_r$ , м/с
Ширмовый пароперегреватель	36	–	–	1049	9,935
Конвективный пароперегреватель 1	36	6	–	968,646	11,891
Промежуточный пароперегреватель 1	36	30	–	816,982	10,667
Конвективный пароперегреватель 2	36	10	–	681,681	9,542
Промежуточный пароперегреватель 2	36	110	–	585,225	8,72
ВЭЖ	32	20	–	471,593	8,672
ВЗП	40	–	4,441	286,668	10

## Продолжение таблицы 10

Турбинный экономайзер 1	32	106	–	227,575	2,119
Турбинный экономайзер 2	32	40	–	384,093	3,768

### 3.13.1 Расчет газового тракта

Для котла со сбалансированной тягой сопротивление газового тракта состоит из следующих сопротивлений:

- трубчатые поверхности нагрева (такие как экранные и конвективные пароперегреватели, вторичные пароперегреватели, водяные и турбинные экономайзеры, а также ВЗП)
- локальные сопротивления (с учетом поворотов потока газа в дымоходе, а также изменения поперечного сечения и т. д);
- сопротивления трению в дымоходах (как в котле, так и в секциях от котла до золоуловителя, от золоуловителя до дымохода и от дымохода до дымохода).

На рисунке 7 можно увидеть схему газового тракта котла.

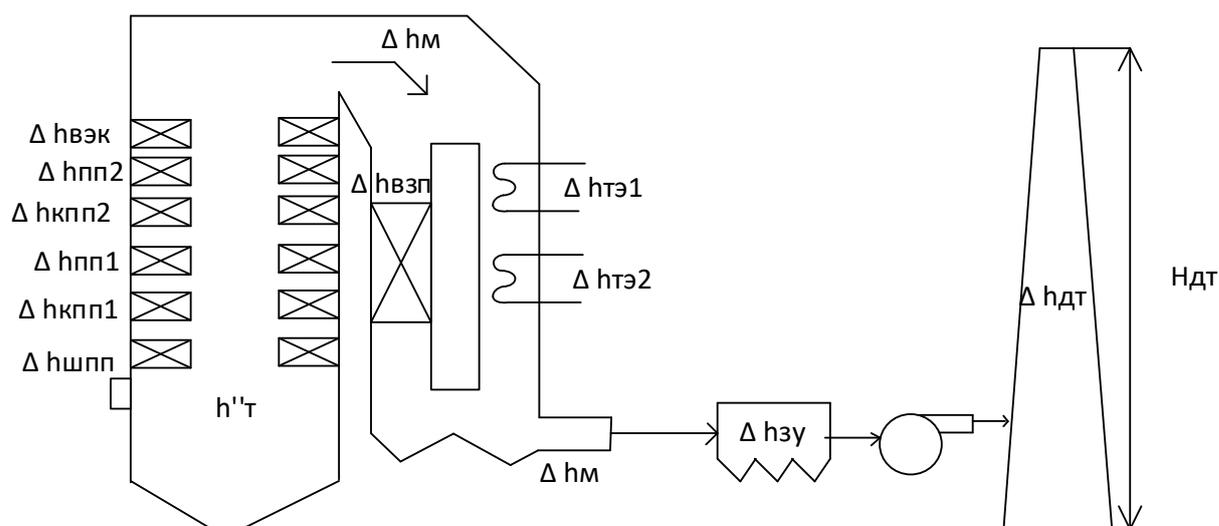


Рисунок 7 – Расчетная схема газового тракта котельного агрегата

Чтобы начать расчёт, нужно задаться величиной разряжения в верхней части топочной камеры из рекомендуемого диапазона  $h''_т$  (-20÷-40Па). Зададим  $h''_т = -30$ Па.

### 3.13.1.1 Расчет сопротивления ширмового пароперегревателя

Стенки ширмовых пароперегревателей образованы большим количеством трубок с малым диаметром, при этом движение газов возможно как вдоль, так и поперёк этих трубок. Однако большой поперечный шаг сильно снижает коэффициент сопротивления ширм. Вследствие этого зачастую им можно пренебречь.

Поэтому сопротивление ширм, расположенных в газоходе, учитывается в расчётах только при достижении газами скоростей свыше 10 м/с. Так как скорость газов через ширмовый пароперегреватель меньше 10 м/с (см. таблицу 10), принимаем сопротивление ширм  $\Delta h_{\text{ширм}} = 0$ .

### 3.13.1.2 Расчет сопротивления КПП-1

Сопротивление поперечно-омываемого пучка труб, Па., как при наличии теплообмена, так и без него выражается общей формулой:

$$\Delta h_{\text{кпп1}} = \xi \cdot \Delta h_{\text{д}}, \quad (125)$$

где  $\Delta h_{\text{д}}$  – динамическое давление, мм.вод.ст, определяем по рисунку 3 [2] при средних значениях скорости и температуры газов в конвективной поверхности (см. таблицу 10),  $h_{\text{д}} = 2,1$ ;

$\xi$  – коэффициент сопротивления, который зависит от количества рядов и расположения труб в пучке, а также от числа Рейнольдса:

$$\xi = \xi_0 \cdot z_2, \quad (126)$$

где  $z_2$  – количество рядов труб по глубине пучка, шт (см. таблицу 10);

$\xi_0$  – коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка, зависящий от отношений  $\sigma_1 = \frac{s_1}{d}$ ,  $\sigma_2 = \frac{s_2}{d}$ ,  $\psi = \frac{s_1-d}{s_2-d}$ , а также от числа Рейнольдса; так как  $\sigma_1 > \sigma_2$  и  $1 < \psi < 8$ , то:

$$\xi_0 = \xi_{\text{гр}} \cdot C_{\sigma} \cdot C_{Re}, \quad (127)$$

где  $\xi_{\text{гр}}$  – коэффициент сопротивления коридорных гладкорубных пучков при поперечном омывании,  $\xi_{\text{гр}} = 0,51$  [2];

$C_{\sigma}$  и  $C_{Re}$  – поправочные коэффициенты,  $C_{\sigma} = 0,46$  и  $C_{Re} = 0,4$  [2];

$$\xi_0 = 0,51 \cdot 0,46 \cdot 0,4 = 0,094;$$

$$\xi = 0,094 \cdot 6 = 0,563.$$

Тогда сопротивление поперечно-омываемого пучка труб, Па:

$$\Delta h_{\text{кпп1}} = 0,563 \cdot 21 = 11,824.$$

### 3.13.1.3 Расчет сопротивления ПП-1

Сопротивление поперечно-омываемого пучка труб, Па., как при наличии теплообмена, так и без него выражается общей формулой:

$$\Delta h_{пп1} = \xi \cdot \Delta h_d,$$

где  $\Delta h_d$  – динамическое давление, мм.вод.ст, определяем по рисунку 3 [2] при средних значениях скорости и температуры газов в конвективной поверхности (см. таблицу 10),  $h_d = 1,1$ ;

$\xi$  – коэффициент сопротивления, который зависит от количества рядов и расположения труб в пучке, а также от числа Рейнольдса:

$$\xi = \xi_0 \cdot z_2,$$

где  $z_2$  – количество рядов труб по глубине пучка, шт (см. таблицу 10);

$\xi_0$  – коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка, зависящий от отношений  $\sigma_1 = \frac{s_1}{d}$ ,  $\sigma_2 = \frac{s_2}{d}$ ,  $\psi = \frac{s_1-d}{s_2-d}$ , а также от числа Рейнольдса; так как  $\sigma_1 > \sigma_2$  и  $1 < \psi < 8$ , то:

$$\xi_0 = \xi_{гр} \cdot C_\sigma \cdot C_{Re},$$

где  $\xi_{гр}$  – коэффициент сопротивления коридорных гладкорубных пучков при поперечном омывании,  $\xi_{гр} = 0,51$  [2];

$C_\sigma$  и  $C_{Re}$  – поправочные коэффициенты,  $C_\sigma = 0,46$  и  $C_{Re} = 0,4$  [2];

$$\xi_0 = 0,51 \cdot 0,46 \cdot 0,4 = 0,094;$$

$$\xi = 0,094 \cdot 30 = 2,815.$$

Тогда сопротивление поперечно-омываемого пучка труб, Па:

$$\Delta h_{пп1} = 2,815 \cdot 11 = 30,964.$$

### 3.13.1.4 Расчет сопротивления КПП-2

Сопротивление поперечно-омываемого пучка труб, Па., как при наличии теплообмена, так и без него выражается общей формулой:

$$\Delta h_{кпп2} = \xi \cdot \Delta h_d,$$

где  $\Delta h_d$  – динамическое давление, мм.вод.ст, определяем по рисунку 3 [2] при средних значениях скорости и температуры газов в конвективной поверхности (см. таблицу 10),  $h_d = 1,8$ ;

$\xi$  – коэффициент сопротивления, который зависит от количества рядов и расположения труб в пучке, а также от числа Рейнольдса:

$$\xi = \xi_0 \cdot z_2,$$

где  $z_2$  – количество рядов труб по глубине пучка, шт (см. таблицу 10);  
 $\xi_0$  – коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка, зависящий от отношений  $\sigma_1 = \frac{s_1}{d}$ ,  $\sigma_2 = \frac{s_2}{d}$ ,  $\psi = \frac{s_1-d}{s_2-d}$ , а также от числа Рейнольдса; так как  $\sigma_1 > \sigma_2$  и  $1 < \psi < 8$ , то:

$$\xi_0 = \xi_{гр} \cdot C_\sigma \cdot C_{Re},$$

где  $\xi_{гр}$  – коэффициент сопротивления коридорных гладкорубных пучков при поперечном омывании,  $\xi_{гр} = 0,51$  [2];

$C_\sigma$  и  $C_{Re}$  – поправочные коэффициенты,  $C_\sigma = 0,46$  и  $C_{Re} = 0,4$  [2];

$$\xi_0 = 0,51 \cdot 0,46 \cdot 0,4 = 0,094;$$

$$\xi = 0,094 \cdot 10 = 0,938.$$

Тогда сопротивление поперечно-омываемого пучка труб, Па:

$$\Delta h_{кпп2} = 0,938 \cdot 18 = 16,891.$$

### 3.13.1.5 Расчет сопротивления ПП-2

Сопротивление поперечно-омываемого пучка труб, Па., как при наличии теплообмена, так и без него выражается общей формулой:

$$\Delta h_{пп2} = \xi \cdot \Delta h_d,$$

где  $\Delta h_d$  – динамическое давление, мм.вод.ст, определяем по рисунку 3 [2] при средних значениях скорости и температуры газов в конвективной поверхности (см. таблицу 10),  $h_d = 1,7$ ;

$\xi$  – коэффициент сопротивления, который зависит от количества рядов и расположения труб в пучке, а также от числа Рейнольдса:

$$\xi = \xi_0 \cdot z_2,$$

где  $z_2$  – количество рядов труб по глубине пучка, шт (см. таблицу 10);  
 $\xi_0$  – коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка, зависящий от отношений  $\sigma_1 = \frac{s_1}{d}$ ,  $\sigma_2 = \frac{s_2}{d}$ ,  $\psi = \frac{s_1-d}{s_2-d}$ , а также от числа Рейнольдса; так как  $\sigma_1 > \sigma_2$  и  $1 < \psi < 8$ , то:

$$\xi_0 = \xi_{гр} \cdot C_\sigma \cdot C_{Re},$$

где  $\xi_{гр}$  – коэффициент сопротивления коридорных гладкорубных пучков при поперечном омывании,  $\xi_{гр} = 0,51$  [2];

$C_\sigma$  и  $C_{Re}$  – поправочные коэффициенты,  $C_\sigma = 0,46$  и  $C_{Re} = 0,4$  [2];

$$\xi_0 = 0,51 \cdot 0,46 \cdot 0,4 = 0,094;$$

$$\xi = 0,094 \cdot 110 = 10,322.$$

Тогда сопротивление поперечно-омываемого пучка труб, Па:

$$\Delta h_{пп2} = 10,322 \cdot 17 = 175,481.$$

### 3.13.1.6 Расчет сопротивления водяного экономайзера

Расчет сопротивления шахматного поперечно-омываемого пучка, мм.вод.ст., при условии  $0,1 < \varphi < 1,7$  (где  $\varphi = \frac{s_1 - d}{s'_2 - d}$ ,  $as'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot s_1^2 + s_2^2}$ ):

$$\Delta h_{вЭК} = \Delta h_{гр} \cdot C_s \cdot C_d \cdot (z_2 + 1), \quad (128)$$

где  $\Delta h_{гр}$  – сопротивление одного ряда труб шахматных пучков, Па[2], в зависимости от средних значений скорости и температуры газов в поверхности,  $\Delta h_{гр} = 0,62$ ;

$C_d$  – поправка на наружный диаметр труб,  $C_d = 1$ [2];

$C_s$  – коэффициент формы шахматного пучка,  $C_s = 1$ [2];

$z_2$  – количество рядов труб по глубине пучка (см. таблицу 10).

$$\Delta h_{вЭК} = 6,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot (20 + 1) = 130,2.$$

### 3.13.1.7 Расчет сопротивления воздухоподогревателя

Газовое сопротивление воздухоподогревателя складывается из сопротивления трения в трубах и сопротивления входа в трубы и выхода из них.

Суммарная площадь сечения труб, м<sup>2</sup>:

$$F_M = \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4} \cdot z_{тр}, \quad (129)$$

где  $d_{вн}$  – внутренний диаметр трубок, м (см. таблицу 10);

$z_{тр}$  – число труб в воздухоподогревателе.

$$F_M = \frac{3,14 \cdot 0,04^2}{4} \cdot 88500 = 111,196.$$

Площадь живого сечения газохода до и после воздухоподогревателя, м<sup>2</sup>:

$$F_6 = a_{ог} \cdot b_T, \quad (130)$$

где  $a_{ог}$  – ширина опускающего газохода, м;

$b_T$  – ширина котельного агрегата, м.

$$F_6 = 10 \cdot 24 = 240.$$

Сопротивление трения, Па, в трубах воздухоподогревателя:

$$\Delta h_{\text{тр}} = C_{\text{ш}} \cdot \Delta h'_{\text{гр}} \cdot h_{\text{взп}} \cdot 10, \quad (131)$$

где  $C_{\text{ш}}$  – поправка на внутренний диаметр трубок,  $C_{\text{ш}} = 1$  [2];

$\Delta h'_{\text{гр}}$  – потеря давления в трубах трубчатого воздухоподогревателя, мм.вод.ст./м,  $\Delta h'_{\text{гр}} = 3,4$  [2];

$h_{\text{взп}}$  – полная высота воздухоподогревателя, м.

$$\Delta h_{\text{тр}} = 1 \cdot 3,4 \cdot 4,441 \cdot 10 = 150,994$$

Сопротивление, вызванное изменением скоростей газов при входе и выходе из воздухоподогревателя, Па:

$$\Delta h_{\text{изм}} = m \cdot (\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}}) \cdot h_{\text{д}}, \quad (132)$$

где  $m$  – количество последовательно расположенных по ходу газов отдельных кубов ( $m = z_{\text{ход}} = 2$ );

$\xi_{\text{вх}}$  и  $\xi_{\text{вых}}$  – сопротивления входа в воздухоподогреватель и выхода из него,  $\xi_{\text{вх}} = 0,26$  и  $\xi_{\text{вых}} = 0,32$  [2], в зависимости от отношения суммарной площади живого сечения труб, к площади живого сечения газохода до и после воздухоподогревателя:  $\frac{F_M}{F_6} = \frac{111,196}{240} = 0,463$ ;

$h_{\text{д}}$  – динамическое давление, Па,  $h_{\text{д}} = 33$  [2] при средних значениях скорости и температуры газов в поверхности.

$$\Delta h_{\text{изм}} = 2 \cdot (0,26 + 0,32) \cdot 33 = 38,28$$

Суммарное сопротивление ступени воздухоподогревателя второй ступени, Па:

$$\Delta h_{\text{взп}} = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{изм}}, \quad (133)$$

где  $\Delta h_{\text{тр}}$  – сопротивление трения, Па, в трубах воздухоподогревателя;

$\Delta h_{\text{изм}}$  – сопротивление, вызванное изменением скоростей газов при входе и выходе из воздухоподогревателя, Па:

$$\Delta h_{\text{взп}} = 150,994 + 38,28 = 189,274$$

### 3.13.1.8 Расчет сопротивления ТЭ-1

Расчет сопротивления шахматного поперечно-омываемого пучка, Па,

при условии  $0,1 < \varphi < 1,7$  (где  $\varphi = \frac{s_1 - d}{s'_2 - d}$ ,  $s'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot s_1^2 + s_2^2}$ ):

$$\Delta h_{ТЭ1} = \Delta h_{гр} \cdot C_s \cdot C_d \cdot (z_2 + 1),$$

где  $\Delta h_{гр}$  – сопротивление одного ряда труб шахматных пучков, Па[3], в зависимости от средних значений скорости и температуры газов в поверхности (см. таблицу 10),  $\Delta h_{гр} = 10$ ;

$C_d$  – поправка на наружный диаметр труб,  $C_d = 1$ [2];

$C_s$  – коэффициент формы шахматного пучка,  $C_s = 1,2$ [2];

$z_2$  – количество рядов труб по глубине пучка.

$$\Delta h_{ТЭ1} = 10 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot (106 + 1) = 1284.$$

### 3.13.1.9 Расчет сопротивления ТЭ-2

Расчет сопротивления шахматного поперечно-омываемого пучка, Па,

при условии  $0,1 < \varphi < 1,7$  (где  $\varphi = \frac{s_1 - d}{s'_2 - d}$ ,  $s'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot s_1^2 + s_2^2}$ ):

$$\Delta h_{ТЭ2} = \Delta h_{гр} \cdot C_s \cdot C_d \cdot (z_2 + 1),$$

где  $\Delta h_{гр}$  – сопротивление одного ряда труб шахматных пучков, Па[3], в зависимости от средних значений скорости и температуры газов в поверхности (см. таблицу 11),  $\Delta h_{гр} = 10$ ;

$C_d$  – поправка на наружный диаметр труб,  $C_d = 1$ [2];

$C_s$  – коэффициент формы шахматного пучка,  $C_s = 1,2$ [2];

$z_2$  – количество рядов труб по глубине пучка.

$$\Delta h_{ТЭ2} = 10 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot (40 + 1) = 492.$$

### 3.13.1.10 Расчет сопротивления газопроводов

Суммарное сопротивление на произвольном участке газового тракта складывается из суммы местных сопротивлений и сопротивления трения:

$$\Delta h_{ГХ} = \sum_{i=1}^n \Delta h_{mi} + \Delta h_{тр}, \quad (134)$$

где  $\sum_{i=1}^n \Delta h_{mi}$  – сумма местных сопротивлений, Па.;

$\Delta h_{тр}$  – сопротивление трения, Па

Произвольное местное сопротивление рассчитывается по формуле:

$$\Delta h_m = \xi_m h_d, \quad (135)$$

где  $\xi_m$  – величина местного сопротивления, принимается в зависимости от типа местного сопротивления,  $\xi_m = 1$ , при повороте на  $90^\circ$ ;

$h_d$  – динамическое давление, для первого местного сопротивления (рисунок 13) будет определяться в зависимости от средней скорости газов и температуры в поворотной камере:  $\Delta h_d = f(\omega_{cp}, \mathcal{G}_{кит}^v)$ ,  $\omega_{cp} = (\omega_{кит} + \omega_{вэк})/2$ .

Динамические давления для остальных местных сопротивлений будут определяться по температуре уходящих газов и скорости газов.

Скорость газов равна  $10 \div 15$  м/с. Принимаем  $\omega_r = 10$  м/с.

Сопротивление поворота на  $90^\circ$  в поворотной камере:

$$\Delta h_{m1} = 1 \cdot 12 = 12 \text{ Па}$$

сопротивление поворота на  $90^\circ$  после воздухоподогревателя:

$$\Delta h_{m2} = 1 \cdot 58 = 58 \text{ Па}$$

Для простоты расчётов второе сопротивление умножим на количество поворотов.

$$\Sigma h_m = \Delta h_{m1} + 6 \cdot \Delta h_{m2} = 12 + 6 \cdot 58 = 360 \quad (136)$$

Сопротивление трения в  $i$ -том участке газохода, мм вод.ст., определяется по формуле:

$$h_{тр}^i = \lambda \cdot \frac{l}{d_э} \cdot h_d \quad (137)$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения, принимаем  $\lambda = 0,02$ ;

$l$  – длина участка газохода, м;

$d_э$  – эквивалентный диаметр газохода, принимаем  $d_э = 2$  м;

$h_d$  – динамическое давление, мм. вод. ст.

Длины участков газохода котла можно ориентировочно определить по формулам, м:

на участке от котла до золоуловителя

$$l_{к-зу} = \frac{D_{пе}}{(1,28 + 0,0083 D_{пе})}, \quad (138)$$

где  $D_{пе}$  – заданная производительность котла, кг/с;

на участке от золоуловителя до дымовой трубы:

$$l_{\text{зу-дт}} = \frac{D_{\text{пе}}}{(1+0,007D_{\text{пе}})}, \quad (139)$$

где  $D_{\text{пе}}$  – заданная производительность котла, кг/с;

$$l_{\text{к-зу}} = \frac{563,13}{(1,28 + 0,0083 \cdot 563,13)} = 94,565 \text{ м},$$

$$l_{\text{зу-дт}} = \frac{563,13}{(1 + 0,007 \cdot 563,13)} = 113,932 \text{ м}.$$

Динамический напор  $h_{\text{д}}$ , Па, на участке от котла до золоуловителя определяется по температуре уходящих газов и скорости уходящих газов 10 м/с,  $h_{\text{д}} = 5$

На участке от золоуловителя до дымовой трубы температура газов принимается равной температуре газов у дымососа:

$$\vartheta_{\text{д}} = \frac{\alpha_{\text{yx}} \cdot \vartheta_{\text{yx}} + \Delta\alpha \cdot t_{\text{хв}}}{\alpha_{\text{yx}} + \Delta\alpha}, \quad (140)$$

где  $\alpha_{\text{yx}}$  – коэффициент избытка воздуха уходящих газов за воздухоподогревателем;

$\vartheta_{\text{yx}}$  – температура уходящих газов, °С;

$t_{\text{хв}}$  – температура холодного воздуха, °С;

$\Delta\alpha$  – присосы воздуха в газоход на участке между воздухоподогревателем и дымососом.

Присосы воздуха  $\Delta\alpha$  принимаем 0,01 на каждые 10 метров:

$$\Delta\alpha = \frac{l_{\text{к-зу}} + l_{\text{зу-дт}}}{10} \cdot 0,01, \quad (141)$$

$$\Delta\alpha = \frac{94,565 + 113,932}{10} \cdot 0,01 = 0,208.$$

Тогда температура газов перед дымососом

$$\vartheta_{\text{д}} = \frac{1,4 \cdot 130 + 0,208 \cdot 40}{1,4 + 0,208} = 118,334 \text{ °С}.$$

Динамический напор на участке от золоуловителя до дымовой трубы по температуре  $\vartheta_{\text{д}}$  и скорости 10 м/с,  $h_{\text{д}} = 6$ .

Тогда сопротивления трения

$$h_{\text{тр}} = 0,02 \cdot \frac{208,5}{2} \cdot 60 = 104,249 \text{ Па},$$

$$\Delta h_{\text{тр}} = 360 + 104,249 = 464,249 \text{ Па.}$$

### 3.13.1.11 Расчет гидравлического сопротивления золоуловителя

Сопротивление золоуловителей зависит от типа, конструкции, режима работы и схемы подключения.

В данной работе выбирается электрофильтр типа ЭГД2-152-9-6-5. Рекомендуемое сопротивление для данной системы золоулавливания составляет  $\Delta h_{\text{зу}} = 700 \text{ Па}$ .

### 3.13.1.12 Расчет сопротивления дымовой трубы

Суммарное сопротивление дымовой трубы складывается из сопротивления трения и потери давления с выходной скоростью.

Расход дымовых газов через трубу,  $\text{м}^3/\text{с}$ :

$$V_{\text{трб}} = 4 \cdot B_{\text{р}} \cdot (V_{\text{Г}} + \Delta\alpha \cdot V_{\text{В}}^{\circ}) \cdot \frac{\vartheta_{\text{д}} + 273}{273}, \quad (142)$$

где  $B_{\text{р}}$  – расчетный расход топлива на котел,  $\text{кг}/\text{с}$ ;

$V_{\text{Г}}$  – объем уходящих газов,  $\text{м}^3/\text{кг}$ , принимается по таблице 3 за воздухоподогревателем;

$\Delta\alpha$  – присосы воздуха в газоход на участке между воздухоподогревателем и дымососом,  $\Delta\alpha = 0,208[2]$ ;

$V_{\text{В}}^{\circ}$  – теоретический объем воздуха,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;

$\vartheta_{\text{д}}$  – температура газов перед дымососом,  $^{\circ}\text{C}$ :

$$V_{\text{трб}} = 4 \cdot 131 \cdot (6,6 + 0,208 \cdot 4,149) \cdot \frac{118,334 + 273}{273} = 5605.$$

Внутренний диаметр трубы на выходе,  $\text{м}$ :

$$d_0 = 0,0188 \cdot \sqrt{\frac{V_{\text{трб}} \cdot 3600}{\omega_0}}, \quad (143)$$

где  $V_{\text{трб}}$  – расход дымовых газов через трубу,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$\omega_0$  – скорость газов в выходном сечении трубы,  $\text{м}/\text{с}$ , рекомендуется принимать в расчетах  $8 \div 30 \text{ м}/\text{с}$ , в данном расчете  $\omega_0 = 30$

$$d_0 = 0,0188 \cdot \sqrt{\frac{5605 \cdot 3600}{30}} = 15,418.$$

При постоянном уклоне в трубе сопротивление трения,  $\text{Па}$ .:

$$\Delta h_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{8 \cdot i} \cdot h_{\text{д}}, \quad (144)$$

где  $i$  – величина среднего уклона дымовой трубы, в расчетах принимается равной  $i = 0,02$ ;

$h_d$  – динамическое давление, Па,  $h_d = 60$  [2] при скорости газов в выходном сечении трубы и температуре газов перед дымососом;

$\lambda$  – коэффициент сопротивления трения, зависит от внутреннего диаметра дымовой трубы на выходе, так как  $d_0 > 2$  м, то  $\lambda = 0,015$ .

$$\Delta h_{\text{тр}} = \frac{0,05}{8 \cdot 0,02} \cdot 60 = 5,625.$$

Потеря давления с выходной скоростью, Па:

$$\Delta h_{\text{вых}} = \xi_{\text{вых}} \cdot h_d, \quad (145)$$

где  $\xi_{\text{вых}}$  – коэффициент сопротивления, который принимается  $\xi_{\text{вых}} = 1$ ;

$h_d$  – динамическое давление, Па,  $h_d = 290$  [2] при скорости газов в выходном сечении трубы и температуре газов перед дымососом;

$$\Delta h_{\text{вых}} = 1 \cdot 290 = 290.$$

Суммарное сопротивление дымовой трубы, Па:

$$\Delta h_{\text{дт}} = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{вых}}, \quad (146)$$

где  $\Delta h_{\text{тр}}$  – сопротивление трения, Па;

$\Delta h_{\text{вых}}$  – потеря давления с выходной скоростью, Па;

$$\Delta h_{\text{дт}} = 5,625 + 290 = 295,625.$$

### 3.13.1.12 Расчет самотяги

Величина самотяги, Па, любого вертикального участка газового тракта, включая дымовую трубу:

$$h_c = \pm H \cdot g \cdot \left( 1,23 - \rho_0 \cdot \frac{273}{\vartheta_r + 273} \right), \quad (147)$$

где  $H$  – высота рассчитываемого участка газохода, м;

$g$  – ускорение свободного падения, м<sup>2</sup>/с;

$\rho_0$  – плотность дымовых газов при нормальных условиях, кг/м<sup>3</sup>, в расчетах принимается  $\rho_0 = 1,32$ ;

$\vartheta_r$  – средняя температура газов на расчетном участке, °С.

В расчетах расчет самотяги у газового тракта котла можно свести к двум участкам – для опускающего газохода и дымовой трубы (высоты которых равны  $H_{\text{кш}}$  и  $H_{\text{дт}}$  соответственно). Когда поток направлен вверх (в дымовой трубе), самотяга берётся со знаком плюс. В то же время в опускающем газоходе она

отрицательна вследствие движения потока газов вниз. Это происходит из-за того, что в первом случае наблюдается уменьшение перепада полных давлений у тракта, а во втором – рост.

Высота конвективной шахты, используемая в расчётах, принимается по прототипу:  $H_{\text{кш}} = 100$  м, а высота дымовой трубы,  $H_{\text{дт}} = 200$  м [3].

Величина самотяги для конвективной шахты, Па:

$$h_c^{\text{кш}} = -100 \cdot 9,81 \cdot \left( 1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{286,593+273} \right) = -574,311.$$

Величина самотяги для дымовой трубы, Па:

$$h_c^{\text{дт}} = 200 \cdot 9,81 \cdot \left( 1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{118,334+273} \right) = 1060.$$

Суммарная самотяга котельной установки, Па:

$$H_c = h_c^{\text{кш}} + h_c^{\text{дт}}, \quad (148)$$

$$H_c = (-574,311 + 1060) = 486,073.$$

### 3.13.1.13 Расчет перепада полных давлений по газовому тракту

Сумма сопротивлений на участке топка-золоуловитель (сопротивление золоуловителя включительно), Па:

$$\sum \Delta h_{\text{т-зу}} = \Delta h_{\text{шпп}} + \Delta h_{\text{кпп1}} + \Delta h_{\text{пп1}} + \Delta h_{\text{кпп2}} + \Delta h_{\text{пп2}} + \Delta h_{\text{вЭК}} + \Delta h_{\text{вЗП}} + \Delta h_{\text{ГХ}} + \Delta h_{\text{ЗУ}}, \quad (149)$$

где  $\Delta h_{\text{шпп}}$  – сопротивление ширмового пароперегревателя, Па (см. подпункт 3.13.1.1);

$\Delta h_{\text{кпп1,2}}$  – сопротивление конвективных пароперегревателей, Па (см. подпункт 3.13.1.2);

$\Delta h_{\text{пп1,2}}$  – сопротивление промежуточных пароперегревателей, Па (см. подпункт 3.13.1.2);

$\Delta h_{\text{вЭК}}$  – сопротивление водяного экономайзера, Па. (см. подпункт 3.13.1.3);

$\Delta h_{\text{вЗП}}$  – сопротивление воздухоподогревателя, Па (см. подпункт 3.13.1.4);

$\Delta h_{\text{ГХ}}$  – сопротивление газопроводов, Па (см. подпункт 3.13.1.7);

$\Delta h_{\text{ЗУ}}$  – сопротивление золоуловителя, Па (см. подпункт 3.13.1.8).

$$\sum \Delta h_{\text{т-зу}} = 0 + 11,824 + 30,967 + 16,891 + 175,481 + 130,2 + 189,274 + 464,349 + 700 = 1719.$$

Для газохода с байпасами ПВД и ПНД формула принимает вид:

$$\sum \Delta h_{T-3y} = \Delta h_{шпп} + \Delta h_{кпп1} + \Delta h_{пп1} + \Delta h_{кпп2} + \Delta h_{пп2} + \Delta h_{вэк} + \Delta h_{ТЭ1} + \Delta h_{ТЭ2} + \Delta h_{гх} + \Delta h_{3y}, \quad (174)$$

$$\sum \Delta h_{T-3y} = 0 + 11,824 + 30,967 + 16,891 + 175,481 + 130,2 + 1284 + 492 + 464,349 + 700 = 3306.$$

Массовая концентрация золы в дымовых газах (запыленность газов), кг/кг:

$$\mu_{\text{мас}} = \frac{A^p \cdot a_{\text{ун}}}{10 \cdot \rho_0 \cdot V_{\Gamma}^{\text{cp}}}, \quad (150)$$

где  $A^p$  – зольность топлива на рабочую массу, %.

$a_{\text{ун}}$  – доля золы, уносимой потоком газа;

$\rho_0$  – плотность дымовых газов при нормальных условиях, кг/м<sup>3</sup>, в расчетах принимается  $\rho_0 = 1,32$ ;

$V_{\Gamma}^{\text{cp}}$  – суммарный объем продуктов горения для избытка воздуха при нормальных условиях, м<sup>3</sup>/кг:

$$\mu_{\text{мас}} = \frac{7,4 \cdot 0,95}{10 \cdot 1,32 \cdot 5,832} = 0,077.$$

Суммарное сопротивление газового тракта при уравновешенной тяге, Па:

$$\Delta H = \sum \Delta h_{T-3y} \cdot (1 + \mu_{\text{мас}}) + \Delta h_{\text{дт}}, \quad (151)$$

где  $\sum \Delta h_{T-3y}$  – сумма сопротивлений на участке топка-золоуловитель, Па.;

$\Delta h_{\text{дт}}$  – сумма сопротивлений на участке золоуловитель-дымовая труба, Па;

$\mu_{\text{мас}}$  – массовая концентрация золы в дымовых газах.

$$\Delta H = 3306 \cdot (1 + 0,077) + 295,625 = 3347;$$

Перепад полных давлений по газовому тракту, Па.:

$$H_{\Pi} = h_{\Gamma}'' + \Delta H - H_{\text{с}}, \quad (152)$$

где  $h_{\Gamma}''$  – разряжение на выходе из топки, Па (см. подпункт 3.13.1.1);

$\Delta H$  – суммарное сопротивление газового тракта при уравновешенной тяге, Па;

$H_{\text{с}}$  – суммарная самотяга котельной установки, Па;

$$H_{\Pi} = -30 + 3347 - 486,073 = 2831.$$

### 3.13.1.14 Выбор типоразмера дымососа. Определение его производительности, напора и мощности привода

Выбор типоразмера дымососа сводится к подбору агрегата, обеспечивающего необходимые производительность и разрежение, определенные при расчете газового тракта, и потребляющего наименьшее количество энергии при эксплуатации.

Для обеспечения надежной работы котельного агрегата при колебаниях барометрического давления, изменениях качества топлива, изменений в процессе эксплуатации сопротивлений трактов характеристики тягодутьевых машин выбираются с запасом, в частности: по производительности  $\beta_1 = 1,1$ , по давлению  $\beta_2 = 1,2$ .

Расчетный напор дымососа, Па:

$$H_d = \beta_2 \cdot H_{\Pi}, \quad (153)$$

где  $\beta_2$  – коэффициент запаса по давлению;  
 $H_{\Pi}$  – перепад полных давлений по газовому тракту, Па.

$$H_d = 1,2 \cdot 2831 = 3397.$$

Производительность дымососа, м<sup>3</sup>/с – объем перемещаемых дымососом газов в единицу времени, измеренный во входном сечении:

$$Q_p = \beta_1 \cdot V_d, \quad (154)$$

где  $\beta_1$  – коэффициент запаса по производительности;  
 $V_d$  – расход газов при номинальной нагрузке котла, м<sup>3</sup>/с:

$$V_d = B_p \cdot (V_{\Gamma} + \Delta\alpha \cdot V_{\text{в}}^{\circ}) \cdot \frac{\vartheta_d + 273}{273}, \quad (155)$$

где  $B_p$  – расчетный расход топлива на котел, кг/с;  
 $V_{\Gamma}$  – объем уходящих газов, м<sup>3</sup>/кг, принимается по таблице 3 за воздухоподогревателем;

$\Delta\alpha$  – присосы воздуха в газопровод на участке между воздухоподогревателем и дымососом,  $\Delta\alpha = 0,208[2]$ ;

$V_{\text{в}}^{\circ}$  – теоретический объем воздуха, м<sup>3</sup>/кг;

$\vartheta_d$  – температура газов перед дымососом, °С.

$$V_d = 131 \cdot (6,6 + 0,208 \cdot 4,149) \cdot \frac{118,334 + 273}{273} = 1401.$$

$$Q_p = 1,1 \cdot 1401 = 1541.$$

Как правило, на один котёл устанавливают два дымососа, что обусловлено условиями надёжной бесперебойной работы котельного агрегата, поэтому производительность у одного из дымососов, тыс. м<sup>3</sup>/ч, по которой и осуществляется выбор необходимого типоразмера тягодутьевой машины, будет определяться по следующему выражению:

$$Q_d = \frac{Q_p}{2}, \quad (156)$$

где  $Q_p$  – производительность дымососа, м<sup>3</sup>/с.

$$Q_d = \frac{1541}{2} = 770,625.$$

По найденным значениям производительности ( $Q_d$ , тыс. м<sup>3</sup>/ч) и напору ( $H_d$ , Па) выбирается необходимый типоразмер дымососа: ДОД-31,5Ф с числом оборотов  $n = 490$  об/мин. Коэффициент полезного действия дымососа  $\eta_d = 0,805$ .

Расчетная мощность двигателя дымососа, кВт:

$$N_d = \beta_3 \cdot \frac{Q_d \cdot H_d \cdot 10^{-3}}{\eta_d}, \quad (157)$$

где  $\beta_3$  – коэффициент запаса по потребляемой мощности, в расчетах принимается  $\beta_3 = 1,05$ ;

$Q_d$  – производительность одного дымососа, тыс. м<sup>3</sup>/с;

$H_d$  – расчетный напор дымососа, мм вод.ст.;

$\eta_d$  – КПД дымососа.

$$N_d = 1,05 \cdot \frac{770,625 \cdot 3397 \cdot 10^{-3}}{3,6 \cdot 0,66} = 948,518.$$

### 3.13.2 Расчет воздушного тракта

Расчет воздушного тракта схож с расчётом газового тракта и ведётся также на номинальную нагрузку.

На рисунке 8 можно увидеть схему воздушного тракта котла.

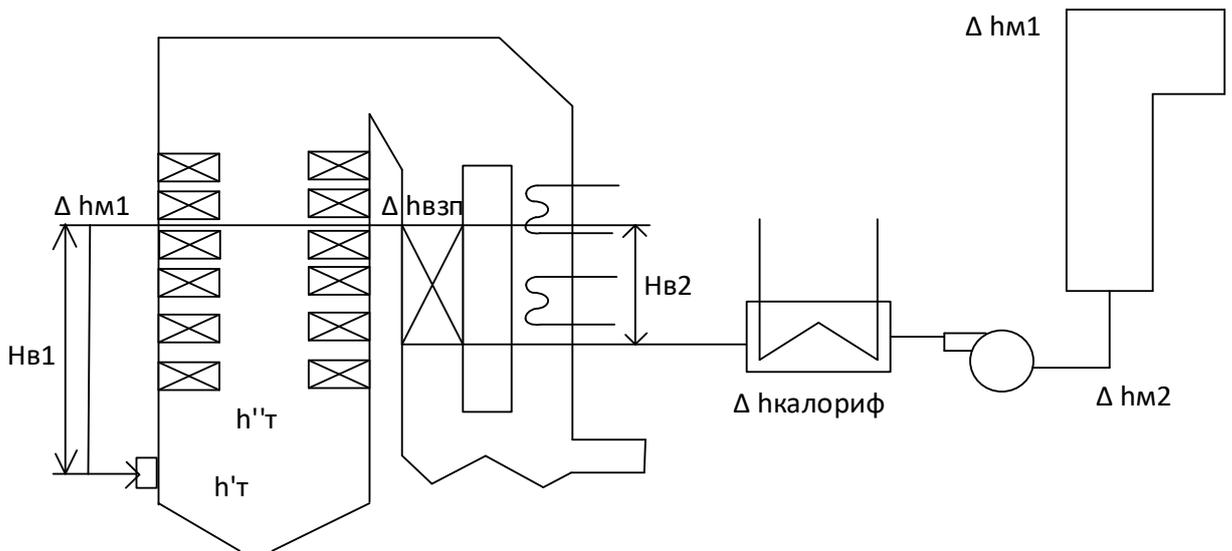


Рисунок 8 – Расчетная схема воздушного тракта котельной установки

### 3.13.2.1 Расчет сопротивления воздухопроводов холодного воздуха

Расчет сопротивления воздухопроводов, как и газопроводов, сводится к определению местных сопротивлений от места забора холодного воздуха до воздухоподогревателя и сопротивления трения.

Произвольное местное сопротивление, Па:

$$\Delta h_{mi} = \xi_{mi} \cdot h_d, \quad (158)$$

где  $\xi_m$  – величина коэффициента местного сопротивления, принимается в зависимости от типа местного сопротивление и при повороте на  $90^\circ$  принимается  $\xi_m = 1$ ;

$h_d$  – динамический напор, Па,  $h_d = 260$  [2] определяется по скорости воздуха, которая принимается равной  $\omega_B = 20$  м/с, и температуре холодного воздуха  $t_{XB}$ ,  $^\circ\text{C}$ .

$$\Delta h_{m1} = 1 \cdot 260 = 260.$$

Найденные местные сопротивления далее суммируются, Па:

$$\sum \Delta h_{mi} = \Delta h_{m1}, \quad (159)$$

$$\sum \Delta h_{mi} = 260.$$

Сопротивление трения в участке газохода, Па:

$$\Delta h_{тр} = \lambda \cdot \frac{l}{d_3} \cdot h_d, \quad (160)$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения, в расчетах принимается приближенное значение  $\lambda = 0,02$ ;

$l$  – длина воздухопровода холодного воздуха, м, принимается,  $l = 1,2 \cdot H_{\text{ка}} = 1,2 \cdot 120 = 144$  [2], высоту котельного агрегата  $H_{\text{ка}}$  принимаем по чертежу прототипа;

$d_э$  – эквивалентный диаметр воздухопровода, м, в практических расчетах принимается от 1,5 до 3 м, в данном расчете принимаем  $d_э = 2$ ;

$h_д$  – динамический напор, Па,  $h_д = 230$  [2] определяется по скорости воздуха, которая принимается равной  $\omega_в = 20$  м/с и температуре холодного воздуха  $t_{хв}$ , °С.

$$\Delta h_{\text{тр}} = 0,02 \cdot \frac{144}{2} \cdot 230 = 331,2.$$

Сопротивление воздухопроводов, Па:

$$\Delta h_{\text{впр}} = \sum \Delta h_{\text{ми}} + \Delta h_{\text{тр}}, \quad (161)$$

где  $\sum \Delta h_{\text{ми}}$  – сумма местных сопротивлений (см. формулу 184);

$\Delta h_{\text{тр}}$  – сопротивление трения в участке газохода, Па.

$$\Delta h_{\text{впр}} = 260 + 331,2 = 591,2.$$

### 3.13.2.2 Расчет сопротивления калориферов

Калориферы различаются типом конструкции оребрения: выпускаются пластинчатые и спирально-навивные. В данной работе выбирается калорифер марки ВТИ. Рекомендуемое сопротивление калорифера по воздуху, принимаем из предложенного промежутка:  $\Delta h_{\text{калориф}} = 400$ .

### 3.13.2.3 Расчет сопротивления воздухоподогревателя

Сопротивление поперечно омываемых труб, Па, для шахматных пучков:

$$\Delta h_{\text{тр}} = \Delta h_{\text{гр}} \cdot (z_2 + 1) \cdot m, \quad (162)$$

где  $\Delta h_{\text{гр}}$  – сопротивление одного ряда труб шахматных пучков, Па,  $\Delta h_{\text{гр}} = 85$  [2];

$z_2$  – количество рядов труб по глубине в каждом ходе,  $z_2 = 200$

$m$  – количество ходов по воздуху,  $m = 2$ .

$$\Delta h_{\text{тр}} = 85 \cdot (200 + 1) \cdot 2 = 3417.$$

Сопротивление поворотов в перепускных коробах, Па:

$$\Delta h_{\text{пов}} = \xi_{\text{сум}} \cdot h_д, \quad (163)$$

где  $\xi_{\text{сум}}$  – коэффициент местного сопротивления, который в расчетах принимается  $\xi_{\text{сум}} = 3,5 + 3,5 + 0,9 = 7,9$ ;

$h_{\text{д}}$  – динамический напор, Па,  $h_{\text{д}} = 45$  [2] при средней скорости и температуре воздуха в ступени;

$$\Delta h_{\text{пов}} = 7,9 \cdot 45 = 355,5.$$

Сопротивление воздухоподогревателя, Па, в котором воздух, как правило омывает трубы воздухоподогревателя снаружи, а дымовые газы движутся внутри труб:

$$\Delta h_{\text{взп}} = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{пов}}, \quad (164)$$

где  $\Delta h_{\text{тр}}$  – сопротивление поперечно омываемых труб, Па;

$\Delta h_{\text{пов}}$  – сопротивление поворотов в перепускных коробах, Па.

$$\Delta h_{\text{взп}} = 3417 + 355,5 = 3773.$$

### 3.13.2.4 Расчет сопротивления воздухопроводов горячего воздуха

Суммарное сопротивление на произвольном участке воздухопровода горячего воздуха складывается из суммы местных сопротивлений и сопротивления трения, вычисленного по выпрямленной длине этого участка.

К местным сопротивлениям относятся сопротивления на поворотах, при резком изменении сечения.

Произвольное местное сопротивление, Па, рассчитывается по формуле:

$$\Delta h_{\text{м}i} = \xi_{\text{м}i} \cdot h_{\text{д}}, \quad (165)$$

где  $\xi_{\text{м}}$  – величина коэффициента местного сопротивления, принимается в зависимости от типа местного сопротивления и при повороте на  $90^\circ$  принимается  $\xi_{\text{м}} = 1$ ;

$h_{\text{д}}$  – динамический напор, Па,  $h_{\text{д}} = 125$  [2] по скорости воздуха и температуре горячего воздуха  $t_{\text{ГВ}}$ ,  $^\circ\text{C}$ .

$$\Delta h_{\text{м}1} = 1 \cdot 125 = 125.$$

$$\Delta h_{\text{м}2} = 1 \cdot 125 = 125$$

Найденные местные сопротивления далее суммируются:

$$\sum \Delta h_{\text{м}i} = \Delta h_{\text{м}1} + \Delta h_{\text{м}2}, \quad (166)$$

$$\sum \Delta h_{\text{м}i} = 125 + 125 = 250.$$

Соппротивление трения возникает при движении потока воздуха в воздухопроводах. В обычных аэродинамических расчетах можно не учитывать поправку на теплообмен.

Соппротивление трения воздухопровода, Па:

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d_3} \cdot h_d, \quad (167)$$

где  $\lambda$  – коэффициент соппротивления, в расчетах принимается приближенное значение  $\lambda = 0,02$ ;

$d_3$  – эквивалентный диаметр воздухопровода, м, в практических расчетах принимается от 1,5 до 3 м, в данном расчете принимаем  $d_3 = 2$ ;

$h_d$  – динамический напор, Па,  $h_d = 125$  [2] по скорости воздуха и температуре горячего воздуха  $t_{\text{ГВ}}$ , °С.

$l$  – длина газохода, м, ориентировочно значение длины можно определить по формуле:

$$l = \frac{D_{\text{пе}}}{(1,55 + 0,025 \cdot D_{\text{пе}})}, \quad (168)$$

где  $D_{\text{пе}}$  – паропроизводительность котла, кг/с;

$$l = \frac{563,13}{(1,55 + 0,025 \cdot 563,13)} = 36.$$

$$\Delta h_{\text{тр}} = 0,02 \cdot \frac{36}{2} \cdot 125 = 32,65$$

Соппротивление воздухопровода горячего воздуха, Па:

$$\Delta h_{\text{ГВ}} = \sum \Delta h_{\text{м}i} + \Delta h_{\text{тр}}, \quad (169)$$

где  $\sum \Delta h_{\text{м}i}$  – сумма местных соппротивлений;

$\Delta h_{\text{тр}}$  – соппротивление трения воздухопровода, Па;

$$\Delta h_{\text{ГВ}} = 250 + 32,65 = 282,65.$$

### 3.13.2.5 Расчет соппротивления топочных и горелочных устройств

Соппротивление горелки, Па, по вторичному воздуху с учетом потери с выходной скоростью выражается формулой:

$$\Delta h_{\text{гор}} = \xi_{\text{гор}} \cdot h_d, \quad (170)$$

где  $\xi_{\text{гор}}$  – коэффициент соппротивления горелочного устройства, принимается в расчетах  $\xi_{\text{гор}} = 2$ ;

$h_d$  – динамический напор, Па,  $h_d = 130$  [2] по скорости вторичного воздуха.

$$\Delta h_{\text{гор}} = 2 \cdot 130 = 260.$$

### 3.13.2.6 Расчет самотяги

Самотяга любого участка воздушного тракта, Па, рассчитывается по формуле:

$$h_c = \pm H \cdot g \cdot \left( 1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{273+t_B} \right), \quad (171)$$

где  $H$  – высота рассчитываемого участка, м;

$g$  – ускорение свободного падения, м<sup>2</sup>/с;

$t_B$  – средняя температура воздуха на расчетном участке, °С;

Самотяга воздушного тракта рассчитывается только для двух участков.

Как правило, самотяга для воздушного тракта в расчетах рассчитывается для двух различных участков. Первым из них является ВЗП, расчетная высота участка в расчете принимается равной разности отметок ввода воздухопровода холодного воздуха и вывода воздухопровода горячего воздуха ( $H_{в1}$ , берётся из расчёта ВЗП). В этом случае  $t_B = \frac{t_{хв} + t_{гв}}{2} = \frac{40 + 300}{2} = 170^\circ\text{С}$ . Самотяга принимается со знаком плюс:

$$h_c^I = 4,441 \cdot 9,81 \cdot \left( 1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{273+170} \right) = 18,147$$

В то же время второй участок, участвующий в расчёте - это весь воздухопровод горячего воздуха. Его расчётная высота представляет собой разность отметок вывода воздухопровода горячего воздуха из воздухоподогревателя второй ступени и входа в топку ( $H_{в2}$ , замеряется по прототипу). В этом случае  $t_B = t_{гв} = 300$ . Самотяга на втором участке, Па, принимается со знаком минус:

$$h_c^{II} = -50 \cdot 9,81 \cdot \left( 1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{273+300} \right) = -294,839$$

Величина результирующей самотяги, Па, воздушного тракта котла:

$$H_c = \left( \sum_{i=1}^n h_{ci} \right), \quad (172)$$

$$H_c = (18,147 - 294,839) = -276,692$$

### 3.13.2.7 Расчет перепада полных давлений по воздушному тракту

Суммарное сопротивление воздушного тракта котла, Па, рассчитывается по формуле:

$$\Delta H_B = \Delta h_{\text{впр}} + \Delta h_{\text{калориф}} + \Delta h_{\text{взп}} + \Delta h_{\text{гв}} + \Delta h_{\text{гор}}, \quad (173)$$

где  $\Delta h_{\text{впр}}$  – сопротивление воздухопроводов, Па;

$\Delta h_{\text{калориф}}$  – сопротивление калориферов, смотреть подпункт 3.13.2.2;  
 $\Delta h_{\text{взп}}$  – сопротивление воздухоподогревателя, Па;  
 $\Delta h_{\text{гв}}$  – сопротивление воздухопровода горячего воздуха, Па;  
 $\Delta h_{\text{гор}}$  – сопротивление горелки, Па.

$$\Delta N_{\text{в}} = 591,2 + 400 + 3773 + 295,038 + 260 = 5319.$$

Перепад полных давлений в воздушном тракте, Па, (при уравновешенной тяге):

$$\Delta N_{\text{п}} = \Delta N_{\text{в}} - N_{\text{с}} - h'_{\text{т}}, \quad (174)$$

где  $\Delta N_{\text{в}}$  – суммарное сопротивление воздушного тракта котла, Па;  
 $N_{\text{с}}$  – величина результирующей самотяги, Па;  
 $h'_{\text{т}}$  – разряжение в топке на уровне ввода воздуха, Па, определяется по приближенной формуле:

$$h'_{\text{т}} = h''_{\text{т}} + 0,95 \cdot H', \quad (175)$$

где  $h''_{\text{т}}$  – разряжение на выходе из топки, Па (см. раздел 3.13.1);  
 $H'$  – расстояние по вертикали между высшей точкой сечения выхода газов из топки и средним сечением ввода воздуха в топку, м;

$$h'_{\text{т}} = -30 + 0,95 \cdot 52 = 19,4.$$

$$\Delta N_{\text{п}} = 5319 - 276,692 + 19,4 = 5576.$$

### 3.13.2.8 Выбор типоразмера дутьевого вентилятора. Определение его производительности, напора и мощности привода

Выбор типоразмера дутьевого вентилятора сводится к подбору агрегата, обеспечивающего необходимые производительность и давление, определенные при расчете воздушного тракта, и потребляющего наименьшее количество энергии при эксплуатации.

Для обеспечения надежной работы котельного агрегата при колебаниях барометрического давления, изменениях качества топлива, изменений в процессе эксплуатации сопротивлений трактов характеристики тягодутьевых машин выбираются с запасом, в частности: по производительности  $\beta_1 = 1,1$ , по давлению  $\beta_2 = 1,2$ .

Полное давление, Па, которое должен развивать дутьевой вентилятор:

$$N_{\text{в}} = \beta_2 \cdot \Delta N_{\text{п}}, \quad (176)$$

где  $\beta_2$  – коэффициент запаса по давлению;  
 $\Delta N_{\text{п}}$  – перепад полных давлений в воздушном тракте, Па.

$$N_{\text{в}} = 1,2 \cdot 5576 = 6691$$

Производительность вентилятора, м<sup>3</sup>/с – объем перемещаемого вентилятором воздуха в единицу времени, измеренный во входном сечении:

$$Q_p = \beta_1 \cdot V_B, \quad (177)$$

где  $\beta_1$  – коэффициент запаса по производительности;  
 $V_B$  – расход воздуха при номинальной нагрузке котла, м<sup>3</sup>/с:

$$V_D = B_p \cdot V_B^\circ \cdot (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} + \Delta\alpha_{взп} \cdot 2) \cdot \frac{t_{хв} + 273}{273}, \quad (178)$$

где  $B_p$  – расчетный расход топлива на котел, кг/с;  
 $t_{хв}$  – температура холодного воздуха, °С;  
 $\alpha_T$  – коэффициент избытка воздуха в топке;  
 $\Delta\alpha_T$  – присосы воздуха в топке;  
 $V_B^\circ$  – теоретический объем воздуха, м<sup>3</sup>/кг;  
 $\Delta\alpha_{пл}$  – присосы воздуха в системе пылеприготовления;  
 $\Delta\alpha_{взп}$  – относительная утечка воздуха в воздухоподогревателе ;

$$V_D = 131 \cdot 4,149 \cdot (1,2 - 0,05 - 0,04 + 0,03) \cdot \frac{40 + 273}{273} = 672,684.$$

$$Q_p = 1,1 \cdot 672,684 = 739,953$$

Как правило, на один котёл устанавливают два дутьевых вентилятора, что обусловлено условиями надёжной бесперебойной работы котельного агрегата, поэтому производительность у одного из вентиляторов, тыс. м<sup>3</sup>/ч, по которой и осуществляется выбор необходимого типоразмера тягодутьевой машины, будет определяться по следующему выражению:

$$Q_B = \frac{Q_p}{2}, \quad (179)$$

$$Q_B = \frac{739,953}{2} = 369,976.$$

По найденным значениям производительности ( $Q_D$ , тыс. м<sup>3</sup>/ч) и напору ( $H_D$ , мм вод.ст.) выбирается необходимый типоразмер дутьевого вентилятора: ВДОД–31,5 с числом оборотов  $n = 585$  об/мин. Коэффициент полезного действия дутьевого вентилятора составляет  $\eta_B = 0,64$ .

Расчетная мощность двигателя дутьевого вентилятора, кВт:

$$N_D = \beta_3 \cdot \frac{Q_B \cdot H_B \cdot 10^{-3}}{3,6 \cdot \eta_B} = 1,05 \cdot \frac{369,976 \cdot 6691 \cdot 10^{-3}}{3,6 \cdot 0,64} = 1128, \quad (180)$$

где  $\beta_3$  – коэффициент запаса по потребляемой мощности, в расчетах принимается  $\beta_3 = 1,05$ ;  
 $\eta_B$  – КПД дутьевого вентилятора.

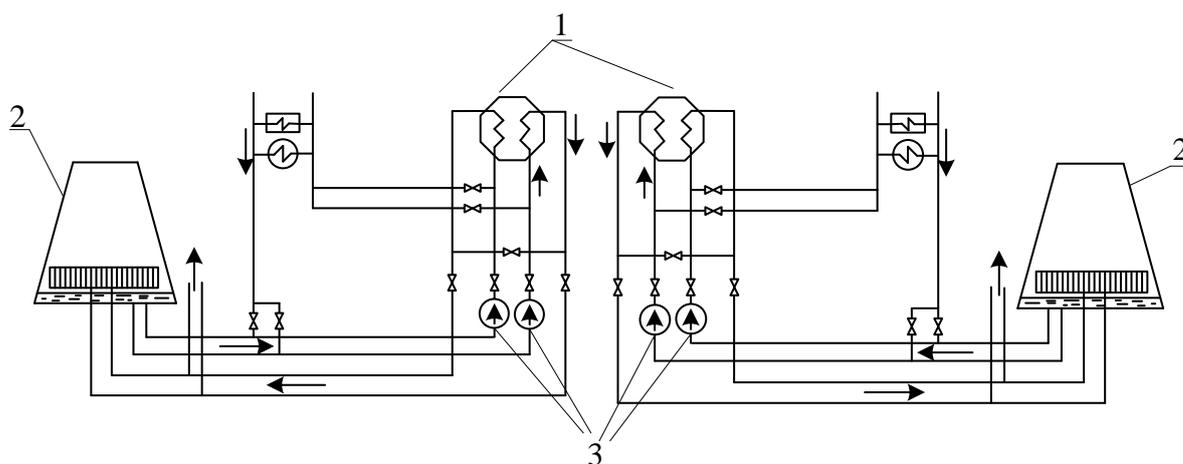
## 4. Общая часть

### 4.1 Расчёт схемы водоснабжения станции

Благодаря уникальным свойствам и дешевизне вода широко применяется в промышленности как рабочее тело. Ее обработка после использования (очистка, охлаждение) дает возможность создать оборотное водоснабжение с многократным применением. За счет этого водопотребление значительно снижается, а также предупреждается загрязнение окружающей среды. В результате создаются комфортные условия для проживания людей.

Многократное использование технической воды характеризует оборотную систему водоснабжения. Водоохладителем в оборотной системе водоснабжения может являться водоем-охладитель либо градирни. В настоящей работе было принято решение об использовании на проектируемой станции градирен.

На проектируемой станции используется одна градирня на блок. Для простоты расчётов принимаем её форму цилиндрической.



(1 – конденсаторы турбин, 2 – градирни, 3 – циркуляционные насосы)

Рисунок 9 – Схема водоснабжения станции

Основные характеристики градирни – площадь поверхности охлаждения оросительного устройства и высота вытяжной башни.

Площадь оросительного устройства рассчитывается по формуле, м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{ор}} = \frac{\lambda \cdot G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}} \cdot v_{\text{ор}}}, \quad (181)$$

где  $\lambda$  – относительный расход воздуха;

$G_B$  – расход охлаждающей воды, кг/с;

$v_{op}$  – скорость воздуха, м/с;

$\rho_B$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

$$F_{op} = \frac{0,5 \cdot 73243,44}{3,6 \cdot 1,164 \cdot 0,8} = 10924,2$$

Тогда диаметр градирни равен, м:

$$D_{гр} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{op}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10924,2}{3,14}} = 117,97 \quad (182)$$

Высота оросительного устройства находится по формуле, м:

$$H_{op} = \frac{F_{op}}{\pi \cdot D_{гр}} = \frac{10924,2}{3,14 \cdot 117,97} = 29,5 \quad (183)$$

## 4.2 Проектирование топливного хозяйства ГРЭС

### 4.2.1 Приемные разгрузочные устройства

Расчётный расход топлива на работу котла равен  $V_p=131$  кг/с. Тогда часовой расход топлива на станции равен, т/ч:

$$V_{час} = V_p \cdot n \cdot 3,6 = 131 \cdot 2 \cdot 3,6 = 943,2, \quad (184)$$

где  $n$  – количество котлов на станции.

По расходу топлива на станции используем два вагоноопрокидывателя роторного трехпорного типа.

Характеристика вагоноопрокидывателя :

- Число опрокидываний за 1 час – 30;
- Теоретическая характеристика – 2790/1800 т/ч;
- Мощность электродвигателей – 2х36 кВт.

### 4.2.2 Ленточные конвейеры

Суточный расход топлива составляет, т/сут:

$$V_{сут} = V_{час} \cdot 24 = 943,2 \cdot 24 = 22636,8 \quad (185)$$

Топливо подается в котельную двумя параллельными линиями ленточных конвейеров, одна из которых рабочая, другая резервная.

Расчетная часовая производительность каждой нитки, т/ч:

$$B_{\text{расчЧас}} = \frac{B_{\text{сут}}}{T} = \frac{22636,8}{21} = 1078 \quad (186)$$

где  $T=21$  ч – число часов работы топливоподачи.

Производительность ленточного конвейера приближенно определяется по формуле, т/ч:

$$B_{\text{л}} = b^2 \cdot c \cdot \gamma \cdot K_a = 1^2 \cdot 2,5 \cdot 0,85 \cdot 320 = 680 \quad (187)$$

где  $b$  – ширина ленты, м;

$c$  – скорость ленты [7], м/с;

$\gamma$  – насыпной вес топлива [7], т/м<sup>3</sup>;

$K_a=320$  – коэффициент, учитывающий угол естественного откоса ленты [7].

Мощность на вал приводного барабана ленточного конвейера без сбрасывающего устройства определяется по формуле, кВт:

$$W_{\text{бар}} = \frac{K_1 \cdot Z \cdot c + 2 \cdot B_{\text{л}} \cdot Z + 37 \cdot B_{\text{л}} \cdot H}{1000 \cdot 3,6} \cdot K_z = \frac{515 \cdot 50 \cdot 2,5 + 2 \cdot 680 \cdot 50 + 37 \cdot 680 \cdot 5}{1000 \cdot 3,6} \cdot 1 = 71,7 \quad (188)$$

где  $Z=50$  – длина конвейера между центрами приводного и конечного барабанов, м;

$H=5$  – высота подъема по вертикали между центрами приводного и конечного барабанов, м;

$K_z=1$  – коэффициент, зависящий от длины ленты [7];

$K_1=515$  – коэффициент, зависящий от ширины ленты [7].

Мощность, потребляемая электродвигателем приводной станции, кВт:

$$W_{\text{эл}} = \frac{K_3 \cdot W_{\text{б}}}{\eta_{\text{эд}} \cdot \eta_{\text{р}}} = \frac{1,25 \cdot 71,7}{0,95 \cdot 0,95} = 99,3 \quad (189)$$

где  $K_3=1,25$  – коэффициент запаса [7];

$\eta_{\text{эд}}=0,95$  – КПД электродвигателя [7];

$\eta_{\text{р}}=0,95$  – КПД редуктора [7]

### 4.2.3 Выбор дробильных устройств

Применяем на проектируемом блоке двухступенчатое дробление. Ввиду высокой влажности топлива используем молотковые незабивающиеся дробилки с подвижными дробильной и отбойной плитами и с очистными устройствами. По расходу топлива на котельный агрегат и по расчетному расходу топлива выбираем:

#### Первая ступень

Зубчатые дробилки типа ДДЗ-500-6

- Производительность – 300 т/ч
- Частота вращения – 235 об/мин
- Мощность электродвигателя – 340 кВт
- Диаметр ротора – 500 мм
- Длина ротора – 1200 мм

#### Вторая ступень

Дробилки типа ДМН-21х18,5 [7] с характеристиками:

- Производительность - 500-600 т/ч;
- Размеры ротора  
длина – 1850 мм  
диаметр – 2100 мм
- Частота вращения ротора - 490 об/мин;
- Мощность электродвигателя - 900 кВт;
- Масса – 76,4 т.

Емкость бункера сырого угля, м<sup>3</sup>:

$$V_6 = \frac{B_{\text{час}}^{\text{max}} \cdot \tau}{\gamma \cdot K_3} = \frac{131 \cdot 10}{0,85 \cdot 0,8} = 1926,5 \quad (190)$$

где  $\tau=10$  - число часов работы котельного агрегата на топливе, запасенном в бункерах;

$K_3=0,8$  - коэффициентом заполнения [7] ;

$\gamma =0,85$  – насыпной вес угля [7] .

Для подачи угля из бункера используем ленточный питатель пыли с шириной ленты 800 мм, длиной 2 м. Производительность при высоте слоя 0,2 метра - 270 м<sup>3</sup>/ч, требуемая мощность – 4,5 кВт.

#### 4.2.4 Топливные склады

Емкость склада угля рассчитываем на месячный расход при 20 часах работы в сутки всех котлов, т/мес:

$$B_{\text{мес}} = B_{\text{час}} \cdot 30 \cdot 20 = 943,2 \cdot 30 \cdot 20 = 56592 \quad (191)$$

Площадь, непосредственно занятую штабелями, ориентировочно определяем по формуле, м<sup>2</sup> :

$$F = \frac{B_{\text{мес}}}{h \cdot \gamma \cdot \varphi} = \frac{56592}{10 \cdot 0,85 \cdot 0,85} = 7832,8 \quad (192)$$

где  $h$  - высота штабеля, м;

$\varphi=0,8-0,9$  - коэффициент, учитывающий угол откоса (сползания) топлива в штабеле, принимаем 0,85[7].

#### 4.2.5 Выбор механизмов системы пылеприготовления

На прототипе настоящего проекта, станции Нидерауссем, установлены 8 мельниц-вентиляторов, причём слоистый пыледелитель распределяет топливо по 3 ярусам горелок, расположенных на каждой из сторон восьмигранной призмы, которую образует топка. Поэтому в нашем проекте также устанавливаем 8 мельниц-вентиляторов. Система пылеприготовления, которую используем на проектируемом котле – замкнутая, с прямым вдуванием.

Расчетная производительность мельницы, т/ч:

$$B_{\text{м}} = \frac{1,1 \cdot B_{\text{р}} \cdot 3,6}{n \cdot K_{\text{ло}}} = \frac{1,1 \cdot 131 \cdot 3,6}{8 \cdot 1,3} = 79,8 \quad (193)$$

где  $n$  - количество мельниц на котле;

$K_{\text{ло}}$  - коэффициент размолоспособности [7].

Мельница МВ 3400/900/490 имеет следующие характеристики:

- Производительность – 84 т/ч;
- Частота вращения – 490 об/мин.

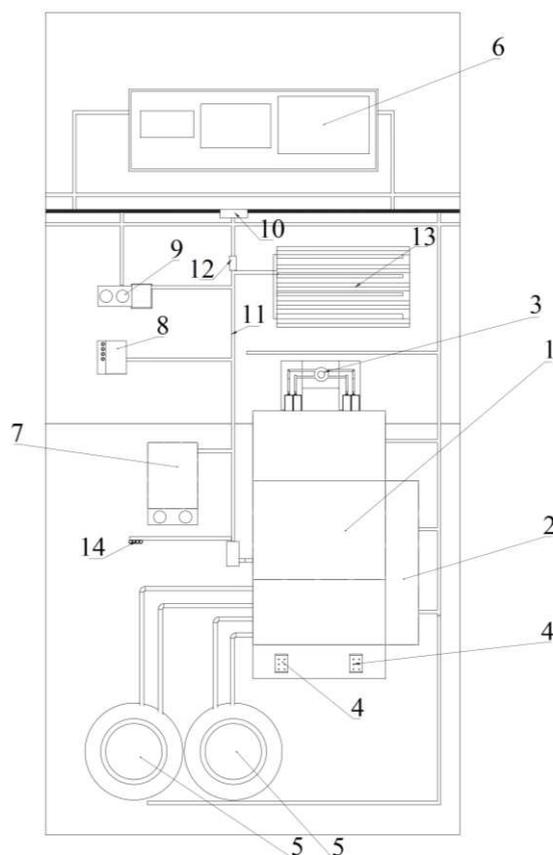
## **5. Генеральный план станции**

Генеральным планом электростанции (генплан) принято называть общий план размещения на производственной площадке основных и вспомогательных сооружений станции. Генплан является одной из главных составных частей ситуационного плана электростанции, включающего (помимо производственной площадки) источник и систему водоснабжения, золошлакоотвалы, примыкающие железнодорожные пути и автодороги, выходы ЛЭП, электрических кабелей и теплопроводов, топливный склад, шлакозолопроводы.

Как правило, в число отображаемых на генеральном плане элементов обычно включают такие производственные здания и сооружения как главный корпус, устройства золоулавливания, дымовые трубы, дымососы, трансформаторы, заводоуправление, водоснабжение станции, масло-мазутное хозяйство, ОРУ, сооружения, связанные с топливным хозяйством станции, химочистку добавочной технической воды, мастерские, лаборатории, дороги, ж/д пути, помещения служебного характера и т.д.

Важным является размещение объектов топливного хозяйства с подветренной стороны, со стороны котельного отделения. Открытое распределительное устройство расположено с фасадной стороны главного здания.

Генеральный план ТЭС представлен на листе №2 графической части.



- (1 - главный корпус, 2 – щит управления, 3 – дымовая труба, 4 – трансформатор, 5 – градирня, 6 – ОРУ, 7 – ОВК, 8 – АКС, 9 – ММХ, 10 – вагоноопрокидыватели, 11 – ленточные конвейеры, 12 – дробильное устройство, 13 – склад угля, 14 – ресиверы)

Рисунок 10 – Генплан станции

## 6. Выбор компоновки главного корпуса

Здание, где находится основное и вспомогательное оборудование ТЭС, называют главным корпусом электростанции.

В главный корпус подаётся топливо, мазут, вода на технические нужды. В то же время конечная продукция – тепловая и электроэнергия – отводится из главного корпуса, как и дымовые газы от котлов и охлаждающая вода от конденсаторов турбин.

Компоновка главного корпуса подразумевает взаимное расположение основного оборудования относительно друг друга, а также строительных конструкций. Как правило, основным при выборе компоновки проектируемой станции является принцип последовательности технологического процесса.

Компоновка главного корпуса зависит от типа проектируемой ТЭС, мощности начальных параметров, назначения станции, вида топлива,

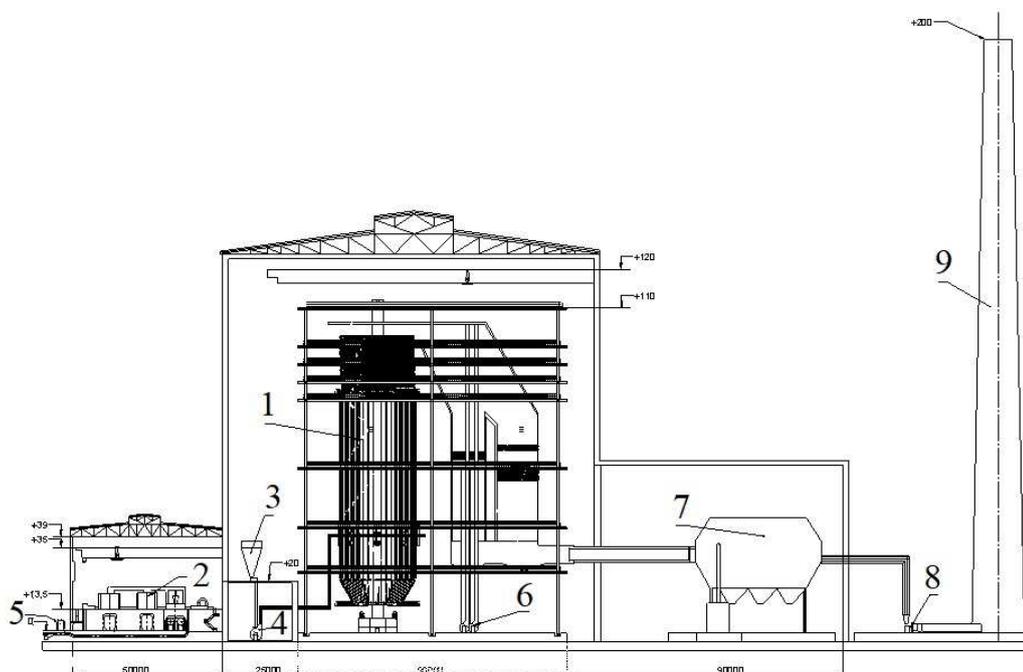
климатических условий района. В главном корпусе выделено два помещения для размещения основного оборудования, котельное и турбинное отделение.

Турбина имеет продольное расположение, вокруг предусмотрены площадки обслуживания, что позволяет иметь в помещении проемы, свободные от перекрытия. Также в турбинном отделении расположен конденсатор, регенеративные подогреватели и другие теплообменники, питательные, конденсатные, дренажные и прочие насосы.

В помещении котельного отделения предусмотрены железнодорожные и автомобильные въезды. Между котельным и турбинным отделениями предусмотрены помещения для бункеров пыли, деаэраторов и конвейеров топливоподачи.

Для организации ремонта основного и вспомогательного оборудования в отделениях главного корпуса предусмотрены помещения мастерских и ремонтно-монтажных площадок, а также помещения для лабораторий теплового контроля и автоматики и мостовые краны, расположенные в котельном и турбинном отделениях.

Разрез главного корпуса ТЭС представлен на листе №3 графической части.



(1 – котел, 2 – турбоагрегат, 3 – БСУ, 4 – мельница-вентилятор, 5 – трансформатор, 6 – дутьевой вентилятор, 7 – золоуловитель, 8 – дымосос, 9 – дымовая труба)

Рисунок 11 – Компоновка главного корпуса

## 7 Охрана окружающей среды

Понятие охраны окружающей среды подразумевает комплекс мер, предназначенных для ограничения отрицательного антропогенного и техногенного влияния на окружающую среду. По отношению к тепловой электрической станции охрана окружающей среды заключается в первую очередь в ограничении выбросов вредных веществ в атмосферу с целью сохранения благоприятной экологической ситуации района и снижению роли тепловых электрических станций в общем негативном воздействии человека на экологию.

Задачей настоящей работы в области охраны окружающей среды было в первую очередь использование технологий, которые позволят при большом номинальном расходе топлива на котёл снизить выбросы до нормативных показателей (по нормам ГОСТ Р 50831-95), тем самым обеспечивая возможность реализации проектируемой станции без превышения допустимого воздействия на экологию.

Для снижения выбросов дымовых газов были применены такие технологии как твёрдое шлакоудаление и прямоточные горелки (для снижения выбросов оксидов азота), электрофильтр (для снижения выбросов золы), мокроизвестковая очистка по упрощённой схеме с реализацией форкамеры в электрофильтре, которая заключается во впрыске в эту форкамеру известкового молока (для снижения выбросов оксидов серы).

### 7.1 Определение выбросов вредных веществ в атмосферу

Выбор числа дымовых труб производится в соответствии со существующей нормой – одна труба на четыре котла. При этом выбор высоты трубы производится с учётом того, чтобы не допустить превышения предельно-допустимых концентраций вредных примесей выбросами из неё.

Выбросы золы, г/с:

$$M_{\text{зл}} = 10 \cdot B_p \cdot \left( A_p + q_4 \cdot \frac{Q_H^p}{32,7} \right) \cdot a_{\text{ун}} \cdot (1 - \eta_{\text{зу}}), \quad (194)$$

где  $\eta_{\text{зу}}$  – степень улавливания частиц в золоуловителе, для электрофильтра  $\eta_{\text{зу}} = 0,996$ ;

$a_{\text{ун}} = 0,95$  – доля уноса золы с дымовыми газами;

$q_4$  – потери с мех. недожогом.

$$M_{\text{зл}} = 10 \cdot 131 \cdot \left(7,4 + 0,5 \cdot \frac{12,85}{32,7}\right) \cdot 0,95 \cdot (1 - 0,996) = 37,815$$

Выбросы оксидов азота, г/с:

$$M_{NOx} = 0,034 \cdot K \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot B_p \cdot Q_H^p \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \quad (195)$$

где  $K = \frac{12 \cdot D_{\text{пе}}}{200 + D_{\text{пе}}} = \frac{12 \cdot 563}{200 + 563} = 8,85$  - коэффициент, зависящий от режима работы котла.

$B$  - расход топлива на котлоагрегат, кг/с;

$\beta_1 = 0,55$  - поправочный коэффициент, учитывающий качество сжигаемого топлива и способ шлакоудаления.

$\beta_2 = 0,85$  - поправочный коэффициент, учитывающий вид горелок (прямоточные).

$$M_{NOx} = 0,34 \cdot 10^{-4} \cdot 8,85 \cdot 0,55 \cdot 0,85 \cdot 131 \cdot 12850 \cdot \left(1 - \frac{0,5}{100}\right) = 235,61$$

Выбросы оксидов серы, г/с:

$$M_{SOx} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{S_p}{100} \cdot B_p \cdot (1 - \eta'_{SO_2}) \cdot (1 - \eta''_{SO_2}) \cdot (1 - k) \quad (196)$$

где  $\eta'_{SO_2}$  - доля оксидов серы, которая улавливается летучей золой в газоходах котла, принимаем равной 0;

$\eta''_{SO_2}$  - доля оксидов серы, которая улавливается в золоуловителе, принимаем 0,2.

$k$  - коэффициент, учитывающий очистку дымовых газов мокроизвестковым способом, принимаем  $k=0,8$

$$M_{SOx} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,2}{100} \cdot 131 \cdot (1 - 0) \cdot (1 - 0,2) \cdot (1 - 0,8) = 83,84$$

где  $F$  - безразмерный коэффициент, учитывающий скорость осаждения вредных веществ в атмосфере;

$F=1$  - для газообразных выбросов

$F=2$  - для золы

Приведенная масса вредных примесей, г/с:

$$M = \left(M_{SOx} + M_{NOx} \frac{\text{ПДК}_{\text{cc}}^{SOx}}{\text{ПДК}_{\text{cc}}^{NOx}} + M_{\text{зл}}\right) \cdot F \quad (197)$$

где  $F$  - безразмерный коэффициент, учитывающий скорость осаждения вредных веществ в атмосфере:  $F=1$  - для газообразных выбросов,  $F=2$  - для золы.

$$M = 83,84 \cdot 1 + 235,61 \cdot \frac{0,05}{0,04} \cdot 1 + 37,815 \cdot 2 = 453,98$$

Суммарная масса вредных примесей пересчитывается на выбросы оксидов серы. Отношение среднесуточных ПДК в этой формуле являются коэффициентами, учитывающими вредность золы и оксидов азота по сравнению с оксидами серы.

Для станции в целом суммарная величина выбросов составит, г/с:

$$M_{\text{сумм}} = M \cdot n = 453,98 \cdot 2 = 907,96 \quad (198)$$

где  $n$  – количество блоков.

## 7.2 Расчёт дымовой трубы

Минимально допустимая высота трубы определяется по формуле, м:

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot m}{\text{ПДК}_{\text{SO}_2}} \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{V_{\Gamma} \cdot \Delta t}}} \quad (199)$$

где  $A=200$  – коэффициент, учитывающий условия вертикального и горизонтального рассеяния (конвективной диффузии) примеси в воздухе;

$m=0,9$  – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние скоростей выхода газов из устья трубы;

$N=1$  – число труб;

$V_{\Gamma}$  – суммарный объем дымовых газов, выбрасываемых из труб, м<sup>3</sup>/с;

$\Delta t$  – разность температур, выходящих из трубы дымовых газов и окружающего воздуха, °С,  $\Delta t = \vartheta_{\text{д}} - t_{\text{хв}} = 118,334 - 30 = 88,334$ ;

$M$  – выброс загрязняющего вещества, г/с (в расчётах принимаем загрязнитель, при котором высота трубы достигает наибольшего значения – диоксид серы);

$$H = \sqrt{\frac{200 \cdot 907,96 \cdot 0,9}{0,05} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{1401 \cdot 88,334}}} = 195,332$$

Принимаем высоту дымовой трубы  $H=200$  метров.

Внутренний диаметр дымовой трубы на выходе определяется как, м:

$$d_0 = 0,0188 \cdot \sqrt{\frac{V_{\text{трб}} \cdot 3600}{\omega_0}}, \quad (200)$$

где  $V_{\text{трб}}$  – расход дымовых газов через трубу,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$\omega_0$  – скорость газов в выходном сечении трубы,  $\text{м}/\text{с}$ , рекомендуется принимать в расчетах  $8 \div 25 \text{ м}/\text{с}$ , в данном расчете  $\omega_0 = 25$

$$d_0 = 0,0188 \cdot \sqrt{\frac{1401 \cdot 3600}{25}} = 8,44$$

Эффективная высота выброса дымовых газов, м:

$$H_{\text{эф}} = H + \Delta H = H + 1,9 \cdot \frac{d_0 \cdot \omega_0}{v \cdot \varphi} \quad (201)$$

где  $d_0=8,44$  м – диаметр устья трубы;

$\omega_0=30 \text{ м}/\text{с}$  – скорость газов в устье трубы;

$v=5 \text{ м}/\text{с}$  – скорость ветра на высоте 10 м над уровнем земли;

$\varphi=1,63$  – коэффициент, учитывающий возрастание скорости ветра с высотой трубы;

Эффективная высота выброса дымовых газов, м:

$$H_{\text{эф}} = 200 + 1,9 \cdot \frac{8,44 \cdot 25}{5 \cdot 1,63} = 249,19$$

### 7.3 Расчёт рассеивания выбросов вредных веществ в атмосферу

Далее проведем расчет рассеивания в атмосфере вредных веществ. Расчет будем проводить для одиночного источника, согласно указаниям СН-369-74.

Величина максимальной приземной концентрации вредных веществ для выброса нагретой газовой смеси из одиночного источника с круглым устьем при неблагоприятных метеорологических условиях на расстоянии  $x_m$ , м от источника определяется по формуле:

$$C_m = \frac{A \cdot M \cdot m \cdot n}{H^2 \cdot \sqrt[3]{V_1 \cdot \Delta T}}, \quad (202)$$

где  $A$  – коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы и определяющий условия вертикального и горизонтального

рассеивания вредных веществ в атмосферном воздухе,  $c^{2/3} \cdot \text{мг} \cdot \text{град}^{1/3}/\text{г}$ , для Сибири  $A=200$ ;

$M$  – содержание вредных веществ в газовой смеси после очистных устройств, г/с;

$V_1$  – объем газовой смеси,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$\Delta T$  – разность между температурой, выбрасываемой газовой смеси  $T_2$  и температурой окружающего атмосферного воздуха  $T_0$ , град:

$H$  – высота источника выброса над уровнем земли, м,  $H = 200$ ;

$m$  и  $n$  – безразмерные коэффициенты, учитывающие условия выхода газовой смеси из устья источника выброса, в расчете высоты дымовой трубы принимались равными  $m=0,9$ ;  $n=1$ . В данном расчете величина безразмерного коэффициента  $m$  должна определяться по формуле ниже, в зависимости от вычисляемого параметра  $f$ ,  $\text{м}/\text{с}^2 \cdot \text{град}$ , по формуле:

$$m = \frac{1}{0,67+0,1 \cdot \sqrt{f}+0,34 \sqrt[3]{f}}; \quad (203)$$

$$f = 10^3 \cdot \frac{\omega_0^2 \cdot D}{H^2 \cdot \Delta T} = 10^3 \cdot \frac{25^2 \cdot 8,44}{200^2 \cdot 88,334} = 1,492, \quad (204)$$

$$m = \frac{1}{0,67+0,1 \cdot \sqrt{1,492}+0,34 \sqrt[3]{1,492}} = 0,847,$$

Величина безразмерного коэффициента  $n$ , зависит от величины параметра  $v_M$ , вычисляемого по формуле ниже:

$$v_M = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{V_1 \cdot \Delta T}{H}} = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{1401 \cdot 88,334}{200}} = 5,539, \quad (205)$$

Так как величина  $v_M > 2$ , то коэффициент  $n = 1$ ,

$$c_M = \frac{200 \cdot 907,96 \cdot 0,847 \cdot 1}{200^2 \cdot \sqrt[3]{1401 \cdot 88,334}} = 0,081;$$

Величина максимальной приземной концентрации вредных веществ  $c_M$  при неблагоприятных условиях достигается на оси факела выброса (по направлению среднего ветра за рассматриваемый период) на расстоянии  $x_M$ , м, от источника выброса. Величина  $x_M$ , м, определяется по формуле:

$$x_M = d \cdot H, \quad (206)$$

где  $d$  – безразмерная величина, определяемая в зависимости от величины  $v_M$ , при  $v_M > 2$ , формула для величины  $d$ , имеет следующий вид:

$$d = 7 \cdot \sqrt{v_m} \cdot (1 + 0,28^3 \sqrt{f}), \quad (207)$$

$$d = 7 \cdot \sqrt{5,539} \cdot (1 + 0,28^3 \sqrt{1,492}) = 21,745$$

В случаях когда безразмерный коэффициент  $F \geq 2$ , формула для  $x_m$  выглядит следующим образом:

$$x_m = \frac{5-F}{4} \cdot d \cdot H = \frac{5-2}{4} \cdot 21,745 \cdot 200 = 3261,75.$$

Величина опасной скорости ветра  $u_m$ , м/с, на уровне флюгера, при значении величины  $v_m > 2$ , формула для вычисления  $u_m$ , имеет следующий вид:

$$u_m = v_m \cdot (1 + 0,12 \sqrt{f}) = 5,539 \cdot (1 + 0,12 \cdot \sqrt{1,492}) = 6,351. \quad (208)$$

Максимальная величина приземной концентрации вредного вещества  $c_{mu}$ , мг/м<sup>3</sup>, при неблагоприятных метеорологических условиях и скорости ветра  $u$ , м/с, отличающейся от опасной скорости ветра  $u_m$ , должна определяться по формуле:

$$c_{mu} = r \cdot c_m, \quad (209)$$

где  $r$  – безразмерная величина, определяемая в зависимости от отношения  $\frac{u}{u_m}$ , по приведенной формуле, при  $\frac{u}{u_m} \leq 1$ ,

$$r = 0,67 \cdot \left(\frac{u}{u_m}\right) + 1,67 \cdot \left(\frac{u}{u_m}\right)^2 - 1,34 \cdot \left(\frac{u}{u_m}\right)^3 = 0,67 \cdot (0,346) + 1,67 \cdot (0,346)^2 - 1,34 \cdot (0,346)^3 = 0,377, \quad (210)$$

$$c_{mu} = 0,377 \cdot 0,081 = 0,03$$

Величина приземных концентраций на разных расстояниях от источника по оси факела выброса определялась по формуле:

$$c = S_1 \cdot c_m \quad (211)$$

где  $S_1$  – безразмерная величина, определяемая в зависимости от отношения  $\frac{x}{x_m}$ .

$$\text{при } \frac{x}{x_m} \leq 1 \quad S_1 = 3 \cdot \left(\frac{x}{x_m}\right)^4 - 8 \cdot \left(\frac{x}{x_m}\right)^3 + 6 \cdot \left(\frac{x}{x_m}\right)^2$$

$$\text{при } 1 < \frac{x}{x_m} \leq 8 \quad S_1 = \frac{1,13}{0,13 \cdot \left(\frac{x}{x_m}\right)^2 + 1}$$

$$\text{при } \frac{x}{x_M} > 8 \quad S_1 = \frac{\frac{x}{x_M}}{3,58 \cdot \left(\frac{x}{x_M}\right)^2 + 35,2 \cdot \left(\frac{x}{x_M}\right) + 120}$$

Значения приземных концентраций вредных веществ в атмосфере на расстоянии  $y$  по перпендикуляру к оси выброса находились по выражению:

$$c_y = S_2 \cdot c_M \quad (212)$$

где  $S_2$  – безразмерная величина, определяемая в зависимости от скорости ветра  $u$  и отношения  $\frac{y}{x_M}$ :

$$S_2 = \frac{1}{\left(1 + 8,4 \cdot u \cdot \left(\frac{y}{x_M}\right)^2\right) \cdot \left(1 + 28,2 \cdot u^2 \cdot \left(\frac{y}{x_M}\right)^4\right)} \quad (213)$$

Расчёты производились в программе Mathcad, по результатам расчётов были получены графики, представленные на рисунках 12, 13.

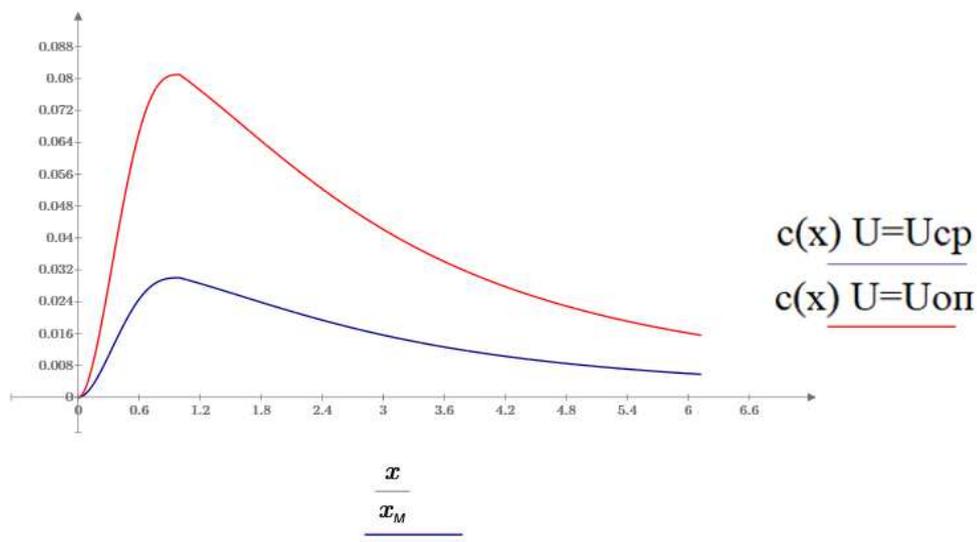


Рисунок 12 – Приземная концентрация вредных веществ в атмосфере по оси факела на различных расстояниях  $X$  от источника выброса для средней и опасной скоростей ветра

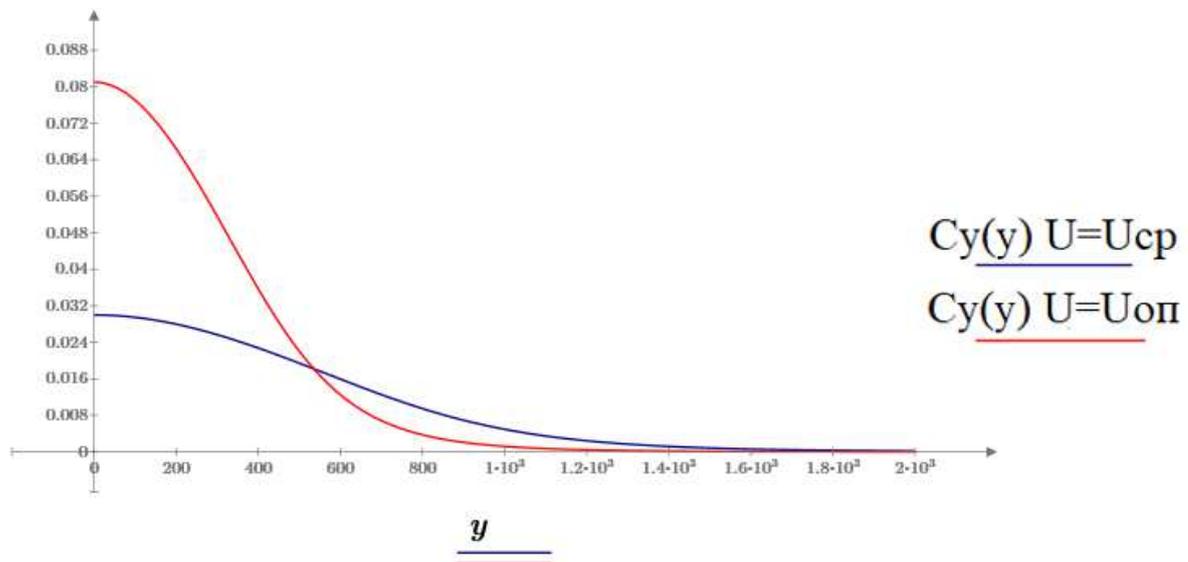


Рисунок 13 – Приземная концентрация вредных веществ в атмосфере по оси факела на расстоянии  $Y$  по перпендикуляре к оси выброса для средней и опасной скоростей ветра

## 8 Расчет показателей экономической эффективности строительства КЭС и оценка коммерческой эффективности проекта

Эффективность инвестиционного проекта можно оценить с помощью отражающих соотношение затрат и результатов показателей. Они позволяют судить о том, насколько данный проект привлекателен для его участников, в чём его преимущество над другими проектами.

Показатели эффективности могут определяться разными методами. Статические методы не учитывают изменения движения капитала в течение времени, за которое данный проект осуществляется, методы дисконтирования позволяют учесть также неравноценность одинаковых сумм поступлений и платежей, обусловленных разными периодами времени, за которые осуществляется проект.

Капитальные вложения в проектируемую станцию считались исходя из удельных показателей для 2 турбоагрегатов по 800 МВт, после чего отнесены пропорционально к тому или иному оборудованию. Результаты в виде сметы были сведены в отдельную таблицу.

Таблица 11 – Капитальные вложения

Статья затрат			Кап. Вложения, млн руб
№	Оборудование	Кол-во	
<b>Котельный цех, топливоподача</b>			13441,05
1	Котёл	2	
2	Дымосос ДОД-31,5Ф	4	
3	Дутьевой вентилятор ВДОД-31,5	4	
4	Вагоноопрокидыватели	2	
5	Ленточные конвейеры	2	
6	Дробилки ДДЗ-500-6	2	
7	Дробилки ДМН-21х18,5	2	
8	Мельница МВ 3400/900/940	10	
<b>Турбинный цех</b>			8960,7
9	Турбоагрегат Siemens SST-6000	2	
10	Питательный насос ПН-1500-330	4	
11	Конденсатный насос КСВ-1000-25	4	
12	Циркуляционный насос ОП10-145	4	

Продолжение таблицы 11

13	Сетевой насос СЭ-1250-100	6	
14	ПВД Ince B	6	
15	ПНД Ince B	8	
16	Сетевой подогреватель ПСГ-800-3-8-I	4	
17	Деаэратор SEGB	2	
<b>Общестанционные затраты</b>			
18	Градирня	2	
19	Дымовая труба	2	2986,9
20	Двухступенчатый комбинированный золоуловитель ДВПН	2	
<b>ХВО</b>			
<b>Электроцех</b>			995,6
<b>АСУ ТП (КИПиА)</b>			995,6
<b>Строительная часть ТЭС</b>			1493,45
<b>Итого</b>			29869

Тариф на отпущенный МВт·ч с учетом планируемой рентабельности (40%), руб./МВт·ч:

$$T_{\text{э}} = (1 + P) \cdot U_{\text{отп}}^{\text{э}} = (1 + 0,4) \cdot 0,974 = 1,36, \quad (214)$$

Выручка от реализации электрической энергии от КЭС составит, млн. руб.:

$$\text{ВРП} = T_{\text{э}} \cdot W_{\text{отп}} = 1,36 \cdot 11092992 = 15124,37, \quad (215)$$

Налог на имущество, млн. руб.:

$$N_{\text{им}} = 0,022 \cdot \Phi_{\text{ср.год}} \quad (216)$$

Налогооблагаемая прибыль (доход от основной деятельности), млн. руб.:

$$D_{\text{осн}} = \text{ВРП} - U_{\text{э}} - N_{\text{им}} \quad (217)$$

Налог на прибыль по ставке 20% составит, млн. руб.:

$$N_{\text{пр}} = D_{\text{осн}} \cdot 0,2, \quad (218)$$

Чистая прибыль, млн. руб.:

$$ЧП_t = D_{осн} - H_{пр}, \quad (219)$$

Чистый денежный поток, млн. руб.:

$$ЧДП_t = ЧП_t + U_a, \quad (220)$$

Чистый денежный поток нарастающим итогом, млн. руб.:

$$ЧДПНИ_t = ЧДПНИ_{t-1} + ЧДП_t, \quad (221)$$

В нулевой год принимается равным капитальным затратам со знаком минус.

Дисконтированный денежный поток, млн. руб.:

$$ДДП_t = \frac{ЧДП_t}{(1+r)^t}, \quad (222)$$

где  $r$  – норма дисконта для КЭС принимается равной  $r = 10\%$ .

Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом, млн. руб.:

$$ДДПНИ_t = ДДПНИ_{t-1} + ДДП_t, \quad (223)$$

Жизненный цикл проекта составляет 15 лет. Расчёт показателей эффективности инвестиций в рекомендуемый вариант строительства КЭС сводится в таблицу 12.

Чистый дисконтированный доход проекта NPV:

$$NPV = \sum \frac{P_k}{(1+r)^k} - \sum \frac{IC_k}{(1+r)^n} = 9112 \quad (224)$$

Дисконтированный индекс доходности DPI:

$$DPI = \frac{NPV}{\left| \sum \frac{IC_0}{(1+r)^n} \right|} + 1 = 1,31 \quad (225)$$

Простой срок окупаемости, лет:

$$PP = 4 + \frac{3172}{4069,8} = 5,9 \quad (226)$$

Дисконтированный срок окупаемости DPP, лет:

$$DPP = 6 + \frac{1675,2}{2111,6} = 9,4 \quad (227)$$

Внутренняя норма доходности IRR:

$$IRR = r_1 + \frac{f(r_1)}{f(r_1) - f(r_2)} * (r_2 - r_1) = 15\% \quad (228)$$

После определения критериев оценки эффективности проекта можно сделать следующие выводы: проект является умеренно рисковым; является доходным, так как индекс доходности превышает 1,3; имеет сроки окупаемости: простой срок окупаемости составил 5,9 лет, дисконтированный – 9,4 года.

Таблица 12 – Расчёт показателей эффективности инвестиций в рекомендуемый вариант строительства ГРЭС

Величина/год	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Денежный поток (инв.деят.)	-29869	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
ОПСнг		29869	27879	25887	23895	21904	19912	1792 1,5	1593 0	13939	11948	9956,4	7965	5974	3982	1991
ОПСкг		27878	25887	23895	21904	19912	17921	1593 0	1393 8	11947	9956,4	7965	5974	3983	1991	0
Фсргод		28873	26882	24890	22899	20908	18917	1692 5	1493 4	12943	10952	8960	6969	4978	2986	996
Нпр		737,21	745,97	754,73	763,49	772,25	781,01	789,7 8	798,5 4	807,30	816,06	824,82	833,58	842,35	851,11	859,87
Ним		635,2	591,4	547,6	503,8	460,0	416,2	372,4	328,6	284,8	240,9	197,1	153,3	109,5	65,7	21,9
Чистая прибыль		2948,8	2983,9	3018,9	3054,0	3089,0	3124,1	3159, 1	3194, 2	3229,2	3264,2	3299,3	3334,3	3369,4	3404,4	3439,5
ЧДП	-29869	4940	4975	5010	5045	5080	5115	5150	5185	5220	5256	5291	5326	5361	5396	5431
ЧДПни	-29869	-24929	-19954	-14944	-9898	-4818	297	5448	1063 3	15853	21109	26400	31725	37086	42482	47912
ДДП	-29869	4491	4112	3764	3446	3154	2887	2643	2419	2214	2026	1854	1697	1553	1421	1300
ДДПни	-29869	-25378	-21266	-17502	-14056	-10902	-8014	-5371	-2952	-738	1288	3142	4839	6392	7813	9112

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной выпускной квалификационной работе разработан проект ГРЭС мощностью 1600 МВт, с двумя блоками по 800 МВт. В ходе теоретического обзора были рассмотрены различные варианты исполнения проектируемого блока. Вследствие особенностей используемого топлива (бурого угля Ирша-Бородинского разреза) было принято решение об использовании котла башенной компоновки с кольцевой топкой, работающего на суперсверхкритических параметрах пара, с двойным промперегревом. Кроме того, была применена технология блока повышенной эффективности, заключающаяся в применении турбинных экономайзеров - байпасов групп ПНД и ПВД, расположенных в опускном газоходе котла. Для осуществления стабильной и надёжной работы блока была выбрана турбина Siemens SST-6000, зарекомендовавшая себя на зарубежных станциях.

Для проверки эффективности данного проекта были произведены следующие расчеты:

- расчет тепловой схемы турбины;
- тепловой расчет котлоагрегата;
- расчет технико-экономических показателей работы станции;
- аэродинамический расчет котла;
- расчёт и выбор вспомогательного оборудования
- расчёт системы технического водоснабжения;
- расчет выбросов и рассеивания вредных веществ;
- оценка экономической эффективности проекта и вычисление срока окупаемости.

Расчёт тепловой схемы показал, что технология блока повышенной эффективности с применением байпасов ПВД и ПНД совместно с переходом на ультрасверхкритические параметры пара позволила существенно увеличить КПД и улучшить показатели удельных расходов топлива по сравнению с классическим блоком К-800 (с котлом П-67). В то время как на классическом блоке К-800 удельный расход условного топлива на производство электроэнергии составил 0,381 кг/кВт·ч, на проектируемом блоке он был улучшен до 0,301 кг/кВт·ч; в то же время показатель удельного расхода условного топлива на производство тепловой энергии улучшился с 30,836 кг/ГДж до 4,128 кг/ГДж.

Расчет котельного агрегата конструкторской методикой позволил найти основные габаритные размеры поверхностей нагрева (в частности, высота ВЗП составила 4,439 метра, а байпасов ПВД и ПНД – 2,8 и 8,2 метра соответственно), а также температуры и энтальпии дымовых газов и рабочей

среды по всему тракту. По результатам расчёта в среде SolidWorks была спроектирована 3D-модель котла.

Аэродинамический расчет котла показал, что величина сопротивления газовоздушного тракта при башенной компоновке с учётом дополнительных поверхностей нагрева составляет приемлемую величину, по газовому тракту - 283,1 мм.вод.ст., по воздушному - 557,6 мм.вод.ст. В связи с этим были выбраны тягодутьевые машины следующих марок: дымосос типа ДОД-31,5Ф с частотой вращения 740 об/мин и дутьевой вентилятор ВДОД-31,5 с частотой вращения 585 об/мин.

Особенностью в выборе вспомогательного оборудования стало применение на проектируемом блоке принципиально новой конструкции деаэратора, используемой на станции СЕГВ, а также использование технологии совмещённых ПНД.

Расчёт системы технического водоснабжения показал, что при использовании оборотной системы водоснабжения высота используемых на проектируемой станции градирен составит 55,96 метров (по одной градирне на каждый блок), диаметр градирен – 223,8 метра.

При расчёте вредных выбросов была вычислена общая концентрация вредных выбросов с учётом установки комбинированного золоуловителя, которая составила порядка 1,9 кг/с на два блока, при этом выбросы отдельных составляющих удовлетворяют нормативным. Кроме того, был произведён расчёт рассеивания вредных выбросов, который показал, что при опасной скорости ветра, составившей 6,351 м/с, максимальная приземная концентрации вредных веществ для выброса нагретой газовоздушной смеси составила 0,162. Также был выполнен расчёт высоты дымовой трубы, показавший, что при использовании 2 труб на станции высота каждой составит 200 метров.

Расчёт экономической эффективности проекта позволил вычислить индекс доходности, который составил 1,31, что является показателем высокой эффективности проекта. Простой и дисконтированный сроки окупаемости проекта составили 5,9 и 9,4 года соответственно, что также свидетельствует о том, что проект эффективен.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Бабенко, И.А. Технологии суперсверхкритических параметров пара в современной энергетике / И. А. Бабенко, В. Л. Шульман // Труды третьей научно-технической конференции молодых ученых Уральского энергетического института. – 2018. – с. 69-71.
2. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. – 96 с.
3. Бойко, Е.А. Тепловые электрические станции (паротурбинные установки ТЭС) : Справочное пособие / Е.А. Бойко, К.В. Баженов, П.А. Грачев. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 152 с.
4. Замалеев, М. М. Анализ тепловых схем энергоблоков повышенной эффективности / М. М. Замалеев, В. И. Шарапов // Проблемы энергетики. – 2006. – № 9-10. – с. 3–14.
5. Захаров, А. Н. Тенденции развития мировой энергетики / А. Н. Захаров, М. С. Овакимян // Мировое и национальное хозяйство. – 2015. - № 1.
6. Клименко, А. В. Обеспечение теплоэнергетики конструкционными материалами - основа ее надежного функционирования и развития [Текст] / А. В. Клименко, Е. А. Гринь // Теплоэнергетика. - 2014. - № 1. - С. 44-50.
7. Кондратьев, А. А. Развитие паровых турбин на сверхкритические и суперсверхкритические параметры пара / А. А. Кондратьев [и др.] // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2017. - № 1. – с.72-82.
8. Ноздренко, Г. В. Техничко-экономические показатели перспективных энергоблоков ТЭС суперкритических параметров с системами серо- и азотоочистки / Г. В. Ноздренко, Е. Е. Русских, В. С. Шепель // Проблемы энергетики. – 2011. - №1-2. – с. 28-37.
9. Тумановский, А. Г. Блок 1000 МВт на высоковлажном буром угле для ТЭС Нидераусем / А. Г. Тумановский, В. Р. Котлер, Ю. В. Вихлер // Электрические станции. – 2003. - № 11. – с. 69-74.
10. Экономика и организация энергетического производства. Определение сметной стоимости ремонта и реконструкции энергооборудования: учебно-методическое пособие [Электронный ресурс] / сост.: И. А. Астраханцев, Л. В. Голованова, М. В. Зубова.– Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2014.
11. Lignite-fired Niederaußem K aims for efficiency of 45 per cent and more // NS Energy Staff Writer. – 1999.
12. Leyzerovich, A. S. Steam turbines for modern fossil fuel power plants / Alexander S. Leyzerovich. – UK : The Fairmont Press, 2008. – 537 с.

13. Nicol, K. Application and development prospects of double-reheat coal-fired power units / Kyle Nicol. – IEA Clean Coal Centre. – 2015. – 81 c.

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение  
высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
Политехнический институт  
институт  
Тепловые электрические станции  
кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

  
подпись

Е.А.Бойко  
инициалы, фамилия

«01» июля 2020 г.

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

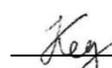
13.03.01 – Тепловые электрические станции

код и наименование специальности

Проект ГРЭС 1600 МВт на ультрасверхкритические параметры пара

тема

Пояснительная записка

Руководитель	 подпись, дата	<u>24.06.2020</u>	<u>профессор, д.т.н.</u> должность, ученая степень	<u>Е.А. Бойко</u> инициалы, фамилия
Выпускник	 подпись, дата	<u>24.06.2020</u>		<u>А.В. Кочев</u> инициалы, фамилия
Тех. Контроль	 подпись, дата	<u>01.07.2020</u>		<u>Е.А. Бойко</u> инициалы, фамилия
Нормоконтролер	 подпись, дата	<u>01.07.2020</u>		<u>П.В. Шишмарев</u> инициалы, фамилия

Красноярск 2020