

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

« ____ » _____ 2019 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

Проект реконструкции БГРЭС-1

тема

Руководитель

дата, подпись

должность, ученая степень

Д.И. Карабарин

инициалы, фамилия

Выпускник

дата, подпись

И.В. Колмогоров

инициалы, фамилия

Технический контроль

дата, подпись

С.А. Михайленко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

дата, подпись

П.В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2019

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

« ____ » _____ 2019 г.

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

Студенту Колмогорову Илье Витальевичу
фамилия, имя, отчество студента

Группа ФЭ15-02Б Направление 13.03.01
номер код

Теплоэнергетика и теплотехника
наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект реконструкции
БГРЭС-1

Утверждена приказом по университету № 5016/с от 16 апр. 2019 г.

Руководитель ВКР Д.И. Карабарин, ст. преподаватель, кафедра ТЭС
фамилия, инициалы, ученое звание, должность и место работы

Исходные данные для ВКР г. Шарыпово БГРЭС-1 электрическая
мощность 1600 МВт, тепловая мощность - 893 Гкал/ч, топливо-бурый
уголь

Перечень разделов ВКР вводная часть, экономическая часть, расчетная
часть.

Перечень графического материала:
Лист 1. Принципиальная тепловая схема турбины К-800-240;
Лист 2. Утилизационная установка;
Лист 3. Разрез главного корпуса;
Лист 4. Схема водоочистки.

Руководитель ВКР _____ Д.И. Карабарин
дата, подпись инициалы, фамилия

Задание принял к исполнению _____ И.В. Колмогоров
дата, подпись инициалы, фамилия

« _____ » _____ 2019 г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект реконструкции Березовской ГРЭС–1» содержит 57 страниц текстового документа, 10 использованных источников, 4 листа графического материала.

Ключевые слова: ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, ОСНОВНОЙ КОНДЕНСАТ, ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ, ПЛАСТИНЧАТЫЙ ТЕПЛООБМЕННИК, ГЛУБОКАЯ УТИЛИЗАЦИЯ.

Объект реконструкции – Березовская ГРЭС-1.

Цели реконструкции:

- уменьшение расхода топлива;
- снижение температуры уходящих газов.

В результате реконструкции второго энергоблока, в котлоагрегат П–67 установлен утилизатор.

Произведены расчеты реконструированной схемы.

Произведены расчеты экономического эффекта.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о высокой экономической привлекательности проекта реконструкции.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 Актуальность проекта.....	6
1.1 Краткая характеристика турбины К-800-240-5.....	6
1.2 Краткая характеристика котельного агрегата П-67.....	8
1.3 Предлагаемые решения	12
2 Экономическая часть	13
2.1 Показатели эффективности инвестиционного проекта	13
2.2 Расчет капитальных вложений	16
2.3 Расчет доходов от реализации проекта.....	16
2.4 Показатели экономической эффективности.....	17
3 Расчетная часть.....	19
3.1 Расчет тепловой схемы	19
3.1.1 Исходные данные.....	19
3.1.2 Расчет установки по подогреву сетевой воды	23
3.1.3 Определение расхода пара на турбину.....	27
3.1.4 Баланс пара и конденсата.....	28
3.1.5 Расчёт регенеративной схемы ПВД	29
3.1.6 Расчёт деаэратора.....	31
3.1.7 Расчёт регенеративной схемы (ПНД)	32
3.1.8 Составление теплового и материального баланса.....	32
3.1.9 Расчет технико-экономических показателей работы станции.....	33
4 Индивидуальное задание.....	37
4.1 Описание поверхностей нагрева котла	37
4.2 Расчет утилизационной установки.....	38
4.3 Определение площади установки.....	40
4.4 Определение основных конструктивных размеров установки	42
5 Экологическая часть	46
5.1 Определение массового выброса диоксида серы	46
5.2 Определение массового выброса окислов азота	46

5.3	Определение приземной концентрации.....	47
6	Природоохранные технологии.....	50
6.1	Очистка дымовых газов.....	50
6.2	Очистка сточных вод	54
ЗАКЛЮЧЕНИЕ		56
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ		57

ВВЕДЕНИЕ

Активное развитие энергетики влечет за собой все большее использования природных ресурсов. Ставится вопрос о разработке и внедрении новых технологий, которые позволят увеличить долю рационального использования природных богатств. Одновременно с экологическими проблемами, решаются и экономические вопросы, направленные на решение такой задачи, как уменьшение затрат на эксплуатацию используемого оборудования, в том числе, на уменьшение температуры уходящих газов для повышения экономичности котлоагрегата.

Так же рассматриваемые методы позволят увеличить КПД котельного агрегата и КПД цикла.

Целью данной работы является внедрение системы глубокой утилизации теплоты уходящих дымовых газов котельного агрегата П-67 БГРЭС-1, позволяющая снизить расход топлива и увеличить КПД котельного агрегата.

1 Актуальность проекта

1.1 Краткая характеристика турбины К-800-240-5

При разработке проекта, к установке принята одновальная пятицилиндровая турбина типа К-800-240-5 (рисунок 1.1).

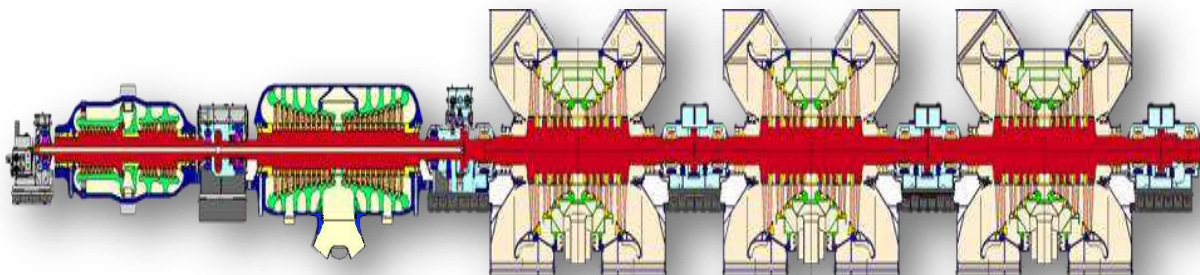


Рисунок 1.1 – Турбина К-800-240-5

Начальные параметры пара: $P_0 = 23,54$ МПа, $t_0 = 540$ °С, промперегрев пара производится при $P_{\text{пп}} = 3,41$ МПа до $t_{\text{пп}} = 540$ °С. Расчетная величина конечного давления $P_k = 0,00343$ МПа при $t_{\text{lv}} = 12$ °С. Частота вращения турбины $n = 50$ Гц. Турбина состоит из пяти цилиндров: ЦВД, выполненный по петлевой схеме; ЦСД двухпоточный; и трех двухпоточных ЦНД. Парораспределение сопловое. Свежий пар подается к четырем параллельно включенным стопорным клапанам, расположенным по два с каждой стороны. К коробкам стопорного клапана приварены по две коробки регулирующих клапанов.

От регулирующих клапанов по восьми трубам пар направляется к четырем паровпускным патрубкам, приваренным к наружному корпусу ЦВД и имеющим подвижное соединение с сопловыми камерами, вваренными во внутренний корпус ЦВД.

Роторы высокого и среднего давления турбины полностью цельнокованные; роторы ЦНД – с насадными дисками. Все соединительные муфты между роторами выполнены жесткими. Упорный подшипник

располагается между ЦВД ЦСД. Система корпусов турбины имеет три мертвые точки: для ЦВД, ЦСД и первого ЦНД она находится на их передних фундаментных рамах. В турбине применены сегментные опорные подшипники.

Основные технические характеристики турбины представлены в таблице 1.1 [1].

Таблица 1.1 – Основные технические характеристики турбины

Наименование	Величина
Номинальная мощность, МВт	800
Температура свежего пара перед стопорными клапанами, °С	540
Абсолютное давление свежего пара перед стопорными клапанами, МПа	23,5
Давление пара на выходе из ЦВД при номинальной мощности, МПа	3,77
Максимальное давление на выхлопе из ЦВД, МПа	3,85
Температура пара на выхлопе из ЦВД при номинальной мощности, °С	289
Абсолютное давление пара перед стопорными клапанами ЦСД, МПа	3,41
Максимальное давление пара перед стопорными клапанами ЦСД, МПа	3,66
Температура пара перед стопорными клапанами ЦСД, °С	540
Расчетное абсолютное давление в конденсаторе турбины, МПа при температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор 12°С	0,00336
Количество нерегулируемых отборов, шт.	8
Парораспределение	Сопловое
Количество блоков распределения, шт.	2
Число регулирующих клапанов ЦВД, шт.	2*2
Число регулирующих клапанов ЦСД, шт.	4
Число цилиндров, шт.	5

1.2 Краткая характеристика котельного агрегата П-67

Прямоточный однокорпусный котел Пп-2650/255 (П-67) (рисунок 1.2) предназначен для работы в блоке 800 МВт с одновальной турбиной К-800-240-5 и рассчитан на сжигание бурых углей Канско-Ачинского бассейна.

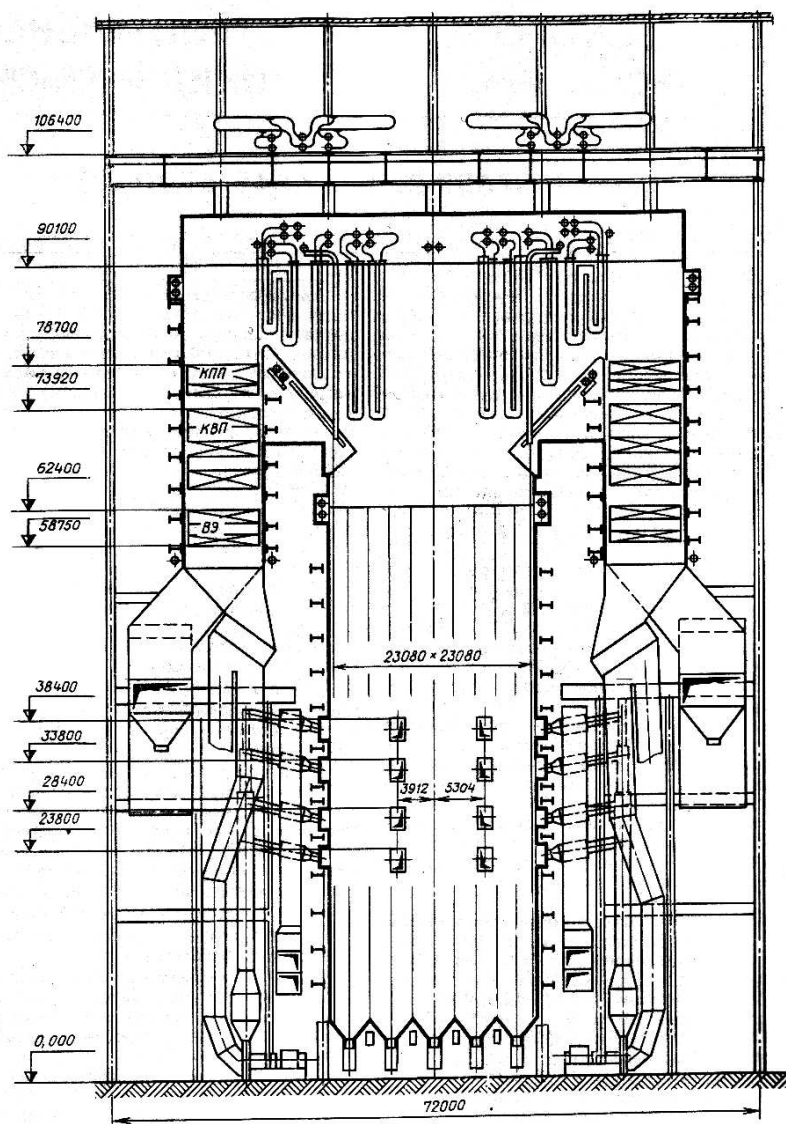


Рисунок 1.2 – Поперечный разрез котельного агрегата Пп-2650/255 (П-67)

Завод-изготовитель – Подольский машиностроительный завод им. Орджоникидзе.

Основные расчётные параметры котла при номинальной нагрузке и гарантийном топливе (Березовский бурый уголь $Q_H^p=15660$ кДж/кг (3740 ккал/кг)) представлены в таблице 1.2:

Таблица 1.2 – Основные расчётные параметры котла

Наименование	Величина
Паропроизводительность, кг/с (т/ч)	736,1 (2650)
Давление свежего пара, МПа (кгс/см ²)	25 (255)
Температура свежего пара, °С	545
Расход пара через вторичный пароперегреватель, кг/с (т/ч)	607,2 (2186)
Давление вторичного пара, МПа (кгс/см ²)	3,6 (36,8)
Температура вторичного пара, °С	545
Температура уходящих газов, °С	177,7
Температура горячего воздуха, °С	335
КПД котла (брутто), %	90,55

Котельный агрегат П-67 однокорпусный, выполнен по Т-образной компоновке газоходов и состоит из топочной камеры, двух горизонтальных газоходов и двух конвективных шахт.

Топочная камера имеет призматическую форму с размером по осям труб в плане 23080x23080 мм и отметкой по осям труб потолка 90100 мм.

Все стены топки, соединительных газоходов и конвективных шахт экранированы газоплотными панелями.

В нижней части топочной камеры расположены 32 щелевые горелки, расположенные в 4 яруса. Для создания вихревого факела горения топлива горелки установлены тангенциально к условной окружности в центре топки диаметром 2,3 м. Для растопки котла служат мазутные форсунки, расположенные на нулевом, первом и третьем ярусах горелок котла блока № 1 и на первом, третьем и четвертом ярусах горелок котла блока № 2.

Для уменьшения шлакования стен топки в котле принято "низкотемпературное" горение топлива, при котором температура ядра факела 1250-1300 °С достигается за счет рассредоточения горелок по высоте топки, газовой сушки топлива в пылесистемах и подачи через горелки в зону горения рециркулирующих газов с температурой 360 °С. Горелки установлены на каркасе здания, для уплотнения мест примыкания горелок к фланцам амбразур горелок предусмотрены специальные уплотнения горелок.

На выходе из топки в горизонтальных газоходах расположены последовательно по ходу газов ширмы 2 и 3 ступеней пароперегревателя первичного тракта, фестон боковых стен топки, ширмы 1 ступени и ширмы вторичного пароперегревателя, подвесные трубы ВРЧ и подвесные трубы экранов конвективной шахты.

В опускных газоходах (КШ) сверху вниз последовательно по ходу газов расположены 2 яруса пакетов конвективного первичного пароперегревателя (выходная ступень), 3 яруса пакетов конвективного вторичного пароперегревателя и 2 яруса пакетов мембранного экономайзера.

Опускные газоходы отличаются наличием в середине каждого из них особого канала, выделенного двухсветными мембранными панелями, по которому газы из поворотной камеры направляются в пылесистемы с МВ.

Во вторичном тракте регулирование температуры перегрева осуществляется за счет изменения количества впрыскиваемой воды в пароохладителях, расположенных перед ширмовой ступенью вторичного пароперегревателя.

Золоудаление твердое. Удаление шлака, выпадающего в холодную воронку из топочной камеры, производится цепным скребковым конвейером.

После экономайзера дымовые газы направляются в трубчатый воздухоподогреватель (ТВП), расположенный в отдельном помещении главного корпуса. Часть газов до ТВП забирается посредством дымососов рециркуляции в систему рециркуляции газов для подачи их в специальные каналы горелок и в пылесистемы. Перед этими дымососами имеются золоуловители с циклонами $\varnothing 530$ мм.

Для снижения температуры уходящих из котла газов с 160-170°C до 140 °С, необходимых для поддержания высокого КПД электрофильтров, на котле предусмотрена установка системы избыточного воздуха со своими вентиляторами и воздушно – водяными теплообменниками (ВВТО), позволяющими отдавать тепло газов в теплофикационную сеть блока

(станции). В задачу этой же системы входит и поддержание постоянной температуры воздуха (40 °С) на входе в ТВП.

Холодный воздух забирается из верхней части котельного отделения и двумя вентиляторами подается на вход в ТВП через смесители, в которые поступает горячий воздух из системы избыточного воздуха.

Для уменьшения температуры воздуха в пространстве между топкой и КШ из верхней части пазух осуществляется забор воздуха на всас вентиляторов.

Пройдя ТВП, воздух из общего короба поступает к горелкам, в нижнюю часть топки (холодную воронку), в пылесистему и часть его идет на систему избыточного воздуха (рециркуляцию).

В качестве размольных устройств приняты мельницы-вентиляторы, работа которых не ограничивается влажностью сырого топлива.

Сушка топлива производится дымовыми газами: "горячими", забираемыми из поворотной камеры, с добавлением "холодных", забираемых после водяного экономайзера.

Котлоагрегат П-67 оборудован восемью пылесистемами, каждая из которых состоит из бункера сырого угля, ленточного питателя сырого угля, мельницы-вентилятора с сепаратором, делителем пыли и горелочным блоком – четыре прямоточно-щелевые горелки.

Номинальная производительность системы пылеприготовления по сырому углю расчетного качества около 70 т/ч.

На энергоблоках ст. № 1 и 2 Березовской ГРЭС установлено два дутьевых вентилятора ВДН-36х23, три осевых дымососа ДОД-43-500, четыре вентилятора рециркуляции горячего воздуха ГД-31 и два дымососа рециркуляции газов ДРГ-29х2.

На котлах блоков № 1 и 2 установлен комплекс очистки поверхностей нагрева от золовых отложений, включающий в себя:

– маловыдвижныеобдувочные аппараты водяной очистки экранов ОВМ, глубоководныеобдувочные аппараты водяной очистки экранов ОВГ и аппараты WLB для очистки топочной камеры;

– глубоководныеобдувочные аппараты RK-SL для обдувки ширм;

– многосопловые аппараты RK-SB для обдувки КПП, КВП, ВЭК.

1.3 Предлагаемые решения

Предлагается внедрить систему утилизации теплоты уходящих дымовых газов.

Метод глубокой утилизации подразумевает снижение температуры уходящих дымовых газов ниже точки росы водяных паров с их последующей конденсацией. Дымовые газы, уходящие из трубчатого воздухоподогревателя (ТВП) направляются в утилизатор, где происходит снижение их температуры до 90°C. В утилизаторе происходит нагрев конденсата, который в свою очередь поступает обратно в тепловую схему станции.

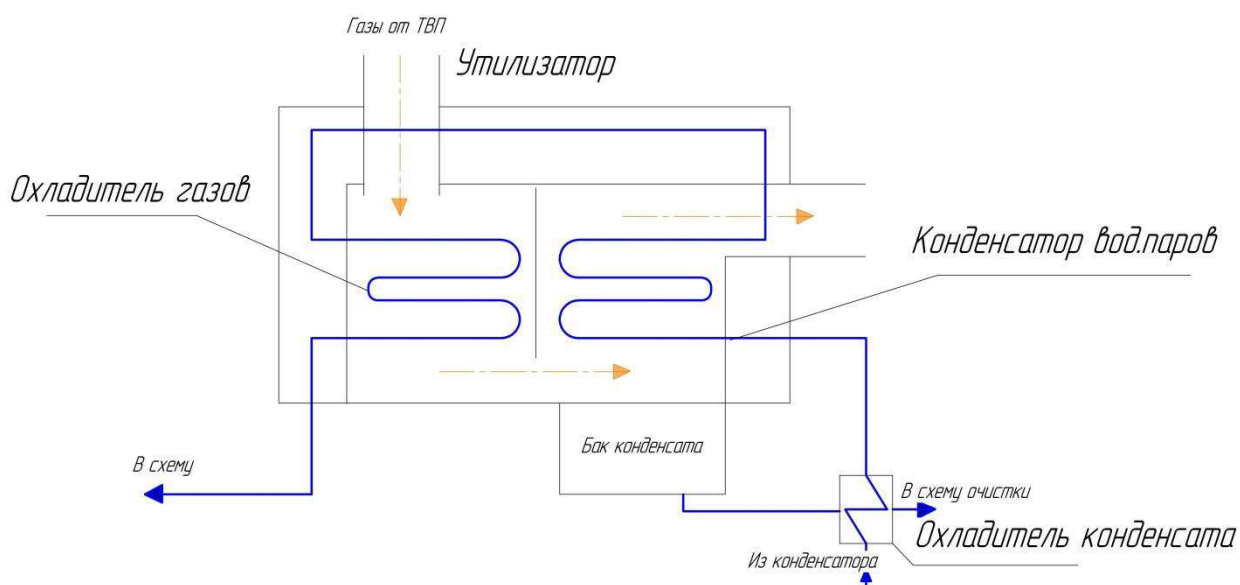


Рисунок 1.3 – Схема системы утилизации

2 Экономическая часть

2.1 Показатели эффективности инвестиционного проекта

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

$$T_p = 8760 - T_{\text{РЕМ}}, \quad (2.1)$$

где $T_{\text{РЕМ}}$ – время простоя в ремонте, ч;

$$T_p = 8760 - 1160 = 7600$$

Выработка электроэнергии на КЭС, МВт ч:

$$W = N_{\text{уст}} \cdot T_{\text{уст}}, \quad (2.2)$$

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

$T_{\text{уст}}$ – число часов использования установленной мощности, ч, задаётся режимами работы оборудования.

$$W = 800 \cdot 7200 = 5760000$$

Средняя нагрузка электростанции, МВт:

$$P_{\text{КЭС}} = \frac{W}{T_p}, \quad (2.3)$$

где T_p – число часов фактической работы, ч;

$$P_{\text{КЭС}} = \frac{5760000}{7600} = 757,9 \quad (2.4)$$

Среднегодовая нагрузка энергоблока, МВт:

$$P_{\text{БЛ}} = \frac{P_{\text{КЭС}}}{n_{\text{БЛ}}}, \quad (2.5)$$

где $n_{\text{БЛ}}$ – число блоков;

$$P_{\text{БЛ}} = \frac{757,9}{1} = 757,9 \quad (2.6)$$

Результаты расчётов двух вариантов сводим в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Основные технико-экономические показатели станции

Наименование показателя	Значение показателя	
	До реконструкции	После реконструкции
Установленная мощность, кВт	800000	800000
Состав основного оборудования	К-800	К-800
Число часов использования установленной мощности, час	7600	7600
Годовая выработка электроэнергии на ГРЭС, кВт ч	5760000000	5760000000
Годовая выработка тепла на ГРЭС, Гкал	1015252	1015252
Годовой отпуск энергии с шин станции, кВт ч	5472000000	5472000000
Суммарный годовой расход топлива на выработку эл.эн и т.эн., кг	3600370512	3456629424
Экономия условного топлива в год, кг	143741088	
Экономия денежных средств в год, руб./год	158115196800	
Полный расход топлива, кг/сек	114,167	109,609
Расход топлива на выработку электроэнергии, кг/сек	107,171	102,892
Расход топлива на выработку тепла, кг/сек.	6,996	6,717
Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг/кВт·ч	0,654	0,463
Удельный расход условного топлива на выработку тепла, кг/ГДж	128,348	110,158

Таким образом, в процессе эксплуатации котельного агрегата после реконструкции с учетом снижения коэффициента тепловой эффективности получаем выгоду на экономии топлива 158,11 млн. руб/год

Экономическая оценка мероприятий по реконструкции существующих ТЭС предполагает расчет коммерческой эффективности инвестиций, направляемых на данные цели, которая определяется на основе анализа хозрасчетных показателей предприятий.

Для оценки коммерческой эффективности рассчитываются показатели, устанавливающие соотношения финансовых затрат и результатов, обусловленных реализацией инвестиций инвестиционного проекта: чистый доход, срок окупаемости, рентабельность, внутренняя норма доходности.

Показатели эффективности определяются методом дисконтирования, который позволяет учесть неравноценность одинаковых сумм поступлений и платежей, относящихся к разным периодам времени осуществления проекта.

Первый в системе показателей коммерческой эффективности – чистый доход, который определяется как превышение интегральных результатов над интегральными затратами.

С учетом разграничения общей суммы затрат, стоимостной оценкой результата является, во-первых, прирост прибыли, достигаемый при внедрении тех или иных мероприятий, а также, «амортизационные отчисления», являющиеся не статьей расхода, а наравне с прибылью – внутренним источником финансирования.

В качестве основного подхода к расчету результата от внедрения мероприятий по реконструкции предлагается использовать расчленение полного (интегрального) результата на отдельные составляющие. Так, прирост прибыли предприятия наблюдается как вследствие увеличения выручки от реализации продукции основного производства, так и вследствие экономии текущих затрат по производству продукции.

Оценка планируемых затрат и результатов осуществляется в пределах расчетного периода, включающего продолжительность процесса инвестиций и продолжительность периода отдачи от инвестиций.

2.2 Расчет капитальных вложений

Капитальные вложения по проекту реконструкции определяются на основании сметной стоимости конструктивных работ по разделам: стоимость работ, стоимость материалов, стоимость использования машин.

Смета затрат на реконструкцию приведена в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Смета затрат на реконструкцию

Наименование работ и затрат	Единица измерения	Кол – во единиц	Стоимость единицы,млнруб	Стоимость общая,млнруб
Работы				
Стоимость работ	шт	-	144,1728	144,1728
Материалы				
Стоимость теплообменника утилизации	шт	1	228,576	228,576
Стоимость фильтрующих установок	шт	1	258	258
Итого				624,748

2.3 Расчет доходов от реализации проекта

При расчете прибыли от реализации проекта будем учитывать прибыль от экономии топлива.

Денежный поток от экономии топлива, млн.руб./год:

$$П_T = (V_{др} - V_{пр}) \cdot T \cdot Ц_T, \quad (2.7)$$

где $V_{др}$ – полный расход топлива до реконструкции, т/ч;

$V_{пр}$ – полный расход топлива после реконструкции, т/ч;

$T = 7600$ – число часов работы оборудования в год с учетом затрат времени на плановый ремонт, ч/год;

$C_T = 1100$ – цена топлива, руб/т.

$$P_T = (114,167 - 109,609) \cdot 7600 \cdot 1100 = 129,957$$

Размер амортизационных отчислений, млн.руб./год:

$$U_a = K \cdot N_a, \quad (2.8)$$

где K – капитальные вложения, млн.руб.;

$N_a = 6,7\%$ – норма амортизации.

$$U_a = 291,576 \cdot 6,7 = 19,53$$

Денежный поток с учетом налога на прибыль, млн.руб./год:

$$P = P_T \cdot 0,8 + U_a \quad (2.9)$$

$$P = 129,957 \cdot 0,8 + 19,53 = 103,966$$

2.4 Показатели экономической эффективности

Чистый дисконтированный доход, млн.руб:

$$ЧДД = \sum_{n=0}^{10} \frac{P}{(1+E)^n} - K, \quad (2.10)$$

где $E = 0,1$ – ставка дисконта;

n – порядковый номер года.

Результаты расчета срока окупаемости капитальных вложений в реконструкцию котельного агрегата П – 67 и тепловой схемы второго энергоблока Березовской ГРЭС сведены в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 – Срок окупаемости капитальных вложений

Показатели	Расчетный период (год)										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Денежный поток от инвестиционной деятельности, млн.руб	-624,7488	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Чистый денежный поток с учетом налога, млн.руб	-	139849	146942	154184	161893	169988	178488	187412	196783	206622	216953
Чистый денежный поток, млн.руб.	-	199785	209775	220263	231277	242840	254982	267732	281118	295174	309933
Коэффициент дисконтирования	1	0,909090	0,826446	0,751314	0,683013	0,620921	0,564473	0,513158	0,466507	0,424098	0,385543
Дисконтированный денежный поток, млн.руб.	-	181623	173367	165487	150785	143931	137388	131143	125182	119492	114061
Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом, млн.руб.	-624,748	-443124	-269756	-104269	53696	204481	348412	485801	616945	742128	861620

По результату расчета на 4-й год эксплуатации ДДПни становится больше нуля и все затраты по проекту окупаются доходами. Это значит, что данный проект инвестиций можно рекомендовать к реализации.

3 Расчетная часть

3.1 Расчет тепловой схемы

3.1.1 Исходные данные

Установленная мощность – 800 МВт, полная тепловая нагрузка – 152 МВт, район размещения – г. Шарыпово, топливо – Березовский бурый уголь.

Тепловая схема второго энергоблока представлена на рисунке 3.1. Выполнена в виде моноблока турбины К-800-240-5 и котлоагрегата П-67.

Турбина К-800-240-5 [3] мощностью 800 МВт, давление острого пара 23,5 МПа, рассчитана на сверхкритические параметры пара с одноступенчатым промежуточным перегревом. Турбина имеет пять цилиндров: ЦВД выполнен «петлевым», ЦСД и ЦНД выполнены двухпоточными. Свежий пар с параметрами 23,5 МПа и температурой 540°С через группу стопорных и регулирующих клапанов поступает в двухкорпусный ЦВД, после чего направляется в промежуточный перегреватель парового котла при давлении 3,77 МПа и температуре 289°С. После промежуточного перегрева пар с давлением 3,24 МПа и температуре 540°С подводится через стопорные и регулирующие клапаны в середину двухпоточного ЦСД, из ЦСД отводится в три двухпоточных цилиндра низкого давления, Конечное давление в двухсекционном конденсаторе составляет 0,0034 МПа.

Турбина восемь регулирующих отборов пара: два из ЦВД, четыре из ЦСД и два из ЦНД.

Конденсационная группа состоит из двух продольно расположенных в фундаменте однородных конденсаторов типа 800 КЦС-5. Для отсоса паровоздушной смеси установлены три водоструйных эжектора типа ЭВ-7-1000, обеспечивающих протекание нормального теплообмена в конденсаторах.

Конденсационная установка имеет три конденсационных насоса типа КСВ-1000-95 предназначенных для откачки конденсата из конденсатора и подачи его на БОУ.

Охлаждающая вода в конденсаторы подается двумя циркуляционными насосами типа ОВ-2-185.

Регенеративная схема предназначена для подогрева питательной воды паром до температуры 271°C, отбираемым из промежуточных ступеней турбины. В состав регенеративной установки входят следующие оборудование: ПВД, деаэратор, ПНД, охладитель пара из уплотнений, конденсатные насосы.

Питательная установка имеет конденсационный турбопривод, питаемый паром из третьего отбора. Конденсат турбопривода конденсатным насосом направляется в основной конденсатор.

Особенностью тепловой схемы энергоблока с турбиной К-800-240 пятой модификации является применение смешивающих подогревателей низкого давления, в которых вместо конденсатных насосов используется сила гравитации. Для этого подогреватели устанавливаются на разных высотах так, чтобы разность давлений уравнивалась массой столба воды в водоперепускной трубе между смежными аппаратами.

Система регенерации высокого давления предназначена для подогрева питательной воды, подаваемыми насосами из деаэратора в котлоагрегат.

Деаэрационная установка блока 800МВт состоит из деаэрационной колонки и аккумуляторного бака, и предназначена для удаления из питательной воды коррозионно-агрессивных газов, для подогрева питательной воды и для создания рабочего резерва воды в баке аккумуляторе.

В схеме предусмотрена установка по подогреву сетевой воды. Для подогрева сетевой воды используется пар из четвертого и шестого отборов турбины с параметрами $P_5=0,578$ МПа и $i_5=3081$ кДж/кг, $P_6=0,28$ МПа и $i_6=2928$ кДж/кг.

Чтобы выдержать тепловой график сети температура выхода воды из верхнего сетевого подогревателя 150°C . Температура за нижней ступенью сетевой установки равна 125°C . Температура обратной сетевой воды 70°C . Конденсат греющего пара из пятого шестого отборов сливается в деаэрактор.

Температура химически очищенной воды 30°C .

Подогрев в сальниковом подогревателе 5°C .

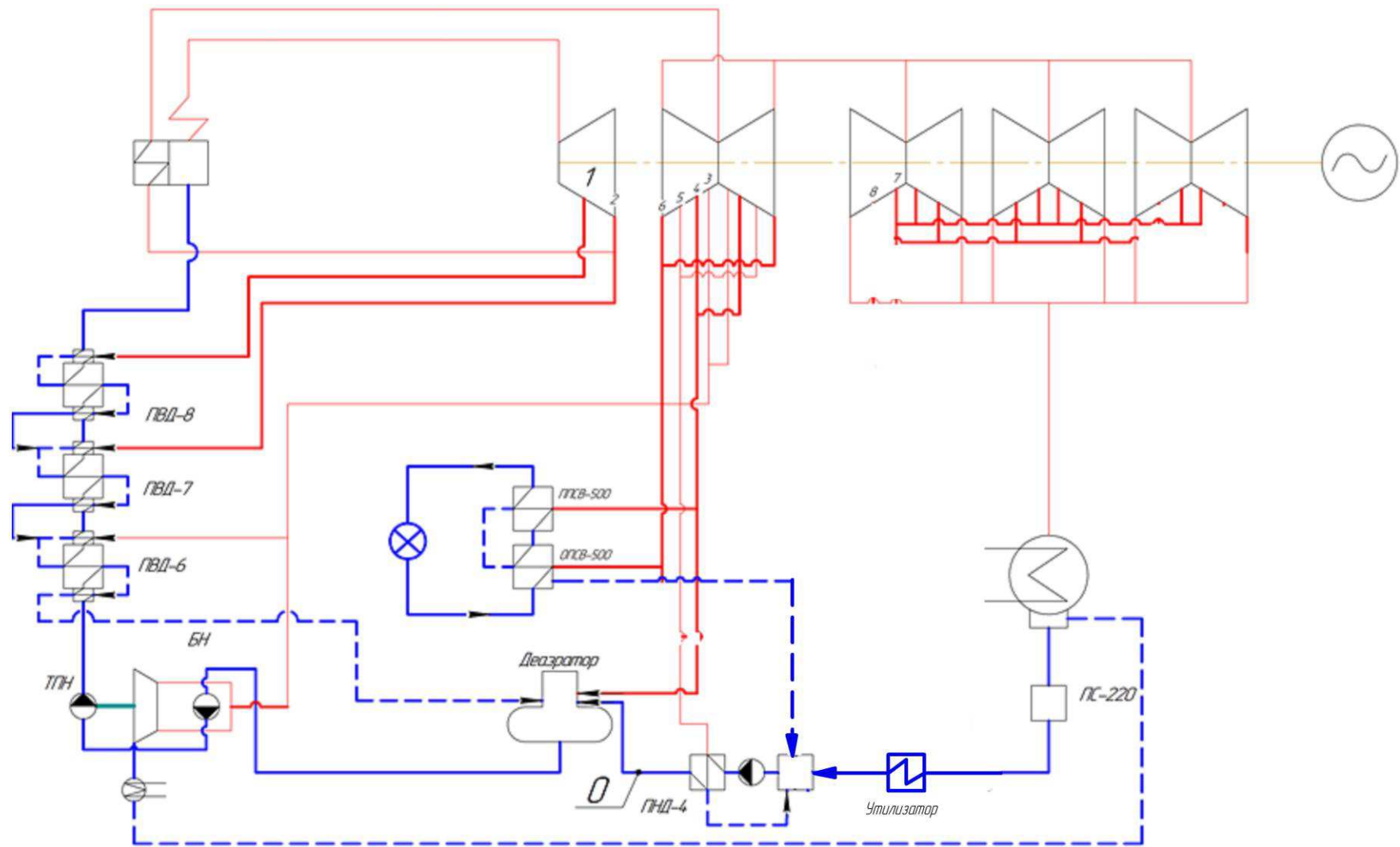


Рисунок 3.1 – Расчетная тепловая схема

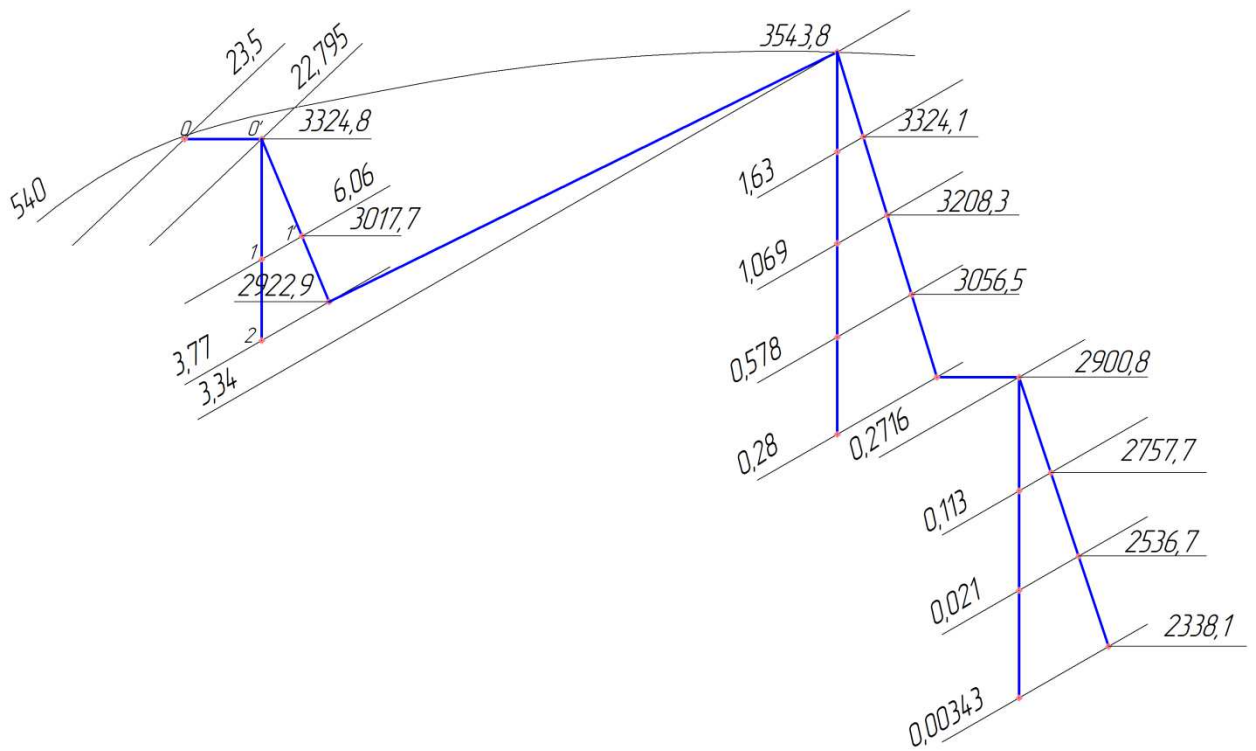


Рисунок 3.2 – Процесс расширения пара в турбине

3.1.2 Расчет установки по подогреву сетевой воды

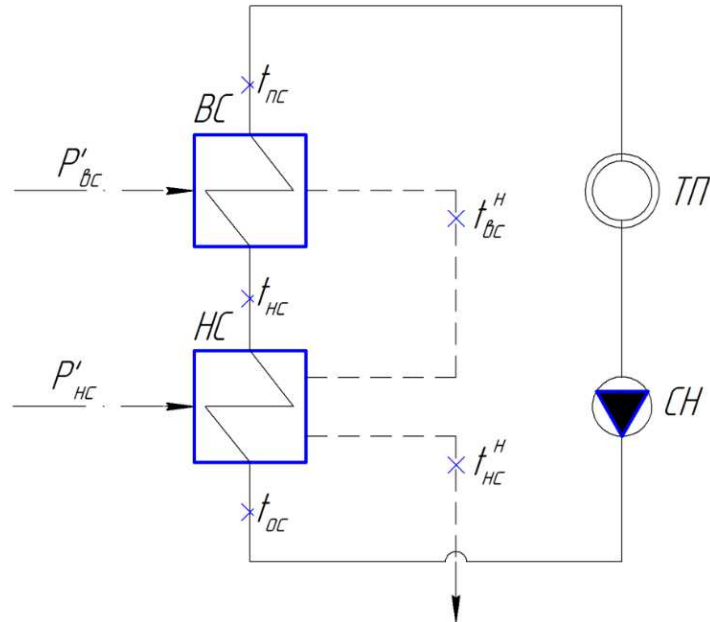


Рисунок 3.3 – Схема подогрева сетевой воды

Расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{CB} = \frac{Q_{от}^{турб}}{c_B \cdot (t_{пс} - t_{ос})} \quad (3.1)$$

где c_B – теплоемкость воды, кДж/кг.

$$G_{CB} = \frac{152000}{4,186 \cdot (150 - 70)} = 463,157$$

Температура сетевой воды после нижнего СП, °С:

$$t_{нс} = 104,149$$

Энтальпия насыщения конденсирующегося пара верхнего и нижнего СП, кДж/кг:

$$\bar{t}_{вс}^H = 694,616$$

$$\bar{t}_{нс}^H = 466,231$$

Расход пара на ВС, кг/с:

$$D_{ВС} = \frac{G_{CB} \cdot (\bar{t}_{пс} - \bar{t}_{нс})}{(i_{вс} - \bar{t}_{вс}^H) \cdot \eta} \quad (3.2)$$

где $\bar{t}_{пс}$ – энтальпия прямой сетевой воды, кДж/кг:

$$\bar{t}_{пс} = t_{пс} \cdot c_B = 150 \cdot 4,186 = 633,864 \quad (3.3)$$

$\bar{t}_{нс}$ – энтальпия сетевой воды после нижнего СП, кДж/кг:

$$\bar{t}_{нс} = t_{нс} \cdot c_B = 104,149 \cdot 4,186 = 466,231 \quad (3.4)$$

$$D_{ВС} = \frac{463,157 \cdot (633,864 - 466,231)}{(3208 - 694) \cdot 0,98} = 37,085$$

Расход пара на НС, кг/с:

$$D_{НС} = \frac{G_{CB} \cdot (\bar{t}_{нс} - \bar{t}_{ос}) - D_{ВС} \cdot (\bar{t}_{вс}^H - \bar{t}_{нс}^H) \cdot \eta}{(i_{нс} - \bar{t}_{нс}^H) \cdot \eta} \quad (3.5)$$

где $\bar{t}_{ос}$ – энтальпия обратной сетевой воды, кДж/кг:

$$\bar{t}_{ос} = t_{ос} \cdot c_B = 70 \cdot 4,186 = 293,018 \quad (3.6)$$

$$D_{\text{HC}} = \frac{463,157 \cdot (436,619 - 293,018) - 37,085 \cdot (633,864 - 466,231) \cdot 0,98}{(2900,8 - 466,231) \cdot 0,98} = 24,327$$

Таблица 3.1 – Параметры по элементам схемы

Наименование параметра	Размерность	Элементы схемы							
		ПВД8	ПВД7	ПВД6	Д	ПНД4	ВС	НС	К
Давление пара в отборе	бар	60,6	37,7	16,3	10,69	5,78	5,78	2,8	0,0343
Давление пара у подогревателя	бар	57,57	35,815	15,485	7	5,491	5,491	2,66	0,0343
Температура конденсата греющего пара	°С	272,9	243,9	199,8	165	155,4	155,4	129,5	26,3
Энтальпия конденсата греющего пара	кДж/кг	1199,9	1056,1	851,5	697,1	655,6	655,6	544,1	110,4
Температура питательной воды за подогревателем	°С	270,9	241,9	197,8	165	151,4	151,4	125,5	26,3
Энтальпия питательной воды за подогревателем	кДж/кг	1134	1012,6	828	697,1	633,8	633,8	525,5	110,4
Энтальпия греющего пара	кДж/кг	3017,7	2922,9	3324,1	3208,3	3056,5	3056,5	2900,8	2338,1
Использованный теплоперепад	кДж/кг	307,1	401,9	621,6	737,4	889,2	889,2	1044,9	1607,6

3.1.3 Определение расхода пара на турбину

Коэффициент недоиспользования мощности пара теплофикационного отбора на верхний СП:

$$y_{\text{вс}} = \frac{i_{\text{вс}} - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}} + q_{\text{пп}}} \quad (3.7)$$

где $i_{\text{вс}}$ – энтальпия отопительного отбора на верхний СП, по таблице 3.1, кДж/кг;

$i_{\text{к}}$ – энтальпия конденсата, по таблице 3.1, кДж/кг;

i_0 – начальная энтальпия, кДж/кг.

$$y_{\text{вс}} = \frac{3056,5 - 2338,1}{3324,8 - 2338,1 + 620,9} = 0,541$$

Коэффициент недоиспользования мощности пара теплофикационного отбора на нижний СП:

$$y_{\text{нс}} = \frac{i_{\text{нс}} - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}} + q_{\text{пп}}} \quad (3.8)$$

где $i_{\text{нс}}$ – энтальпия отопительного отбора на нижний СП, по таблице 3.1, кДж/кг;

$$y_{\text{нс}} = \frac{2900,8 - 2338,1}{3324,8 - 2338,1 + 620,9} = 0,35$$

Принимаем коэффициент регенерации $k_{\text{рег}} = 1,24$, расход пара на турбину составит, кг/с:

$$D_{\text{т}} = k_{\text{рег}} \cdot \left(\frac{W_{\text{э}}}{H_i \cdot \eta_{\text{эм}}} + y_{\text{вс}} \cdot D_{\text{вс}} + y_{\text{нс}} \cdot D_{\text{нс}} \right) \quad (3.9)$$

где H_i – располагаемый теплоперепад (таблица 3.1), кДж/кг.

$$D_{\text{т}} = 1,24 \cdot \left(\frac{800000}{1607,6 \cdot 0,98} + 0,541 \cdot 37,085 + 0,35 \cdot 24,327 \right) = 694,593$$

3.1.4 Баланс пара и конденсата

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

$$D_{\text{эж}} = 0,005 \cdot D_{\text{т}} = 0,005 \cdot 694,593 = 3,473 \quad (3.10)$$

Расход пара на уплотнение турбины, кг/с:

$$D_{\text{упл}} = 0,01 \cdot D_{\text{т}} = 0,01 \cdot 694,593 = 6,946 \quad (3.11)$$

Утечки пара и конденсата, кг/с:

$$D_{\text{ут}} = \frac{\alpha_{\text{ут}}}{100} \cdot D_{\text{т}} = \frac{2}{100} \cdot 694,593 = 13,892 \quad (3.12)$$

Расход пара на собственные нужды, кг/с:

$$D_{\text{сн}} = \frac{\alpha_{\text{сн}}^{\text{МЗ}} + \alpha_{\text{сн}}^{\text{ПГ}}}{100} \cdot D_{\text{т}} = \frac{1,2 + 1,25}{100} \cdot 694,593 = 17,018 \quad (3.13)$$

Расход перегретого пара, кг/с:

$$D_{\text{пе}} = D_{\text{т}} + D_{\text{эж}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}} \quad (3.14)$$

$$D_{\text{пе}} = 694,593 + 3,473 + 6,946 + 13,892 + 17,018 = 735,922$$

Расход питательной воды, кг/с:

$$G_{\text{пв}} = D_{\text{пе}} = 735,922 \quad (3.15)$$

3.1.5 Расчёт регенеративной схемы ПВД

Расчетная схема ПВД представлена на рисунке 3.4

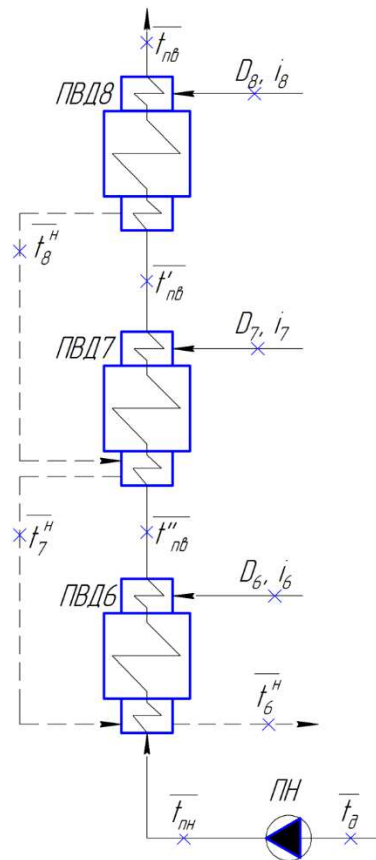


Рисунок 3.4 – Схема включения подогревателей высокого давления

Уравнение теплового баланса для ПВД-8:

$$D_8(i_8 - \bar{t}_8^H)\eta = G_{\text{ПВД}}(\bar{t}_{\text{ПВД}} - \bar{t}'_{\text{ПВД}}), \quad (3.16)$$

Отсюда расход пара на ПВД-8, кг/с:

$$D_8 = \frac{G_{\text{ПВД}}(\bar{t}_{\text{ПВД}} + \bar{t}'_{\text{ПВД}})}{(i_8 - \bar{t}_8^H)\eta} = \frac{735,922 \cdot (1134 - 1012,6)}{(3017,7 - 1199,9)0,98} = 50,181$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-7:

$$D_7(i_7 - \bar{t}_7^H)\eta + D_8(\bar{t}_8^H - \bar{t}_7^H)\eta = G_{\text{ПВД}}(\bar{t}'_{\text{ПВД}} - \bar{t}''_{\text{ПВД}}) \quad (3.17)$$

Отсюда расход пара на ПВД-7, кг/с:

$$D_7 = \frac{G_{\text{ПВД}}(\bar{t}'_{\text{ПВД}} - \bar{t}''_{\text{ПВД}}) - D_8(\bar{t}_8^H - \bar{t}_7^H)\eta}{(i_7 - \bar{t}_7^H)\eta} \quad (3.18)$$

$$D_7 = \frac{745,517 \cdot (1012,6-828) - 50,805 \cdot (1199,9-1056,1) \cdot 0,98}{(2922,9-1056,1) \cdot 0,98} = 67,3$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-6:

$$D_6(i_6 - \bar{t}_{н6})\eta + (D_7 + D_8)(\bar{t}_{н7} - \bar{t}_{н6})\eta = G_{пв}(\bar{t}_{пв}'' - \bar{t}_{пн}) \quad (3.19)$$

Расход пара на ПВД-6, кг/с:

$$D_6 = \frac{G_{пв}(\bar{t}_{пв}'' - \bar{t}_{пн}) - (D_7 + D_8)(\bar{t}_{н7} - \bar{t}_{н6})\eta}{(i_6 - \bar{t}_{н6})\eta} \quad (3.20)$$

$$D_6 = \frac{735,922(828-764,975) - (67,3+50,181)(1056,1-851,5)0,98}{(3324,1-851,5)0,98} = 17,867$$

где $\bar{t}_{пн}$ – энтальпия питательной воды на входе в ПВД–6 с учетом нагрева в питательном насосе, кДж/кг

$$\bar{t}_{пн} = h_d + \frac{\Delta P_{пн} \cdot V}{\eta_n} \quad (3.21)$$

где $\Delta P_{пн}$ – перепад давления питательной воды в питательном насосе, Па;

$V = 0,00108 \text{ м}^3/\text{кг}$ – удельный объем питательной воды;

$\eta_n = 0,83$ – КПД питательного насоса.

$$\bar{t}_{пн} = 697,1 + \frac{(2,3-0,706) \cdot 10^6 \cdot 0,00108}{0,83 \cdot 10^3} = 764,975$$

3.1.6 Расчёт деаэратора

Расчетная схема деаэратора представлена на рисунке 3.5.

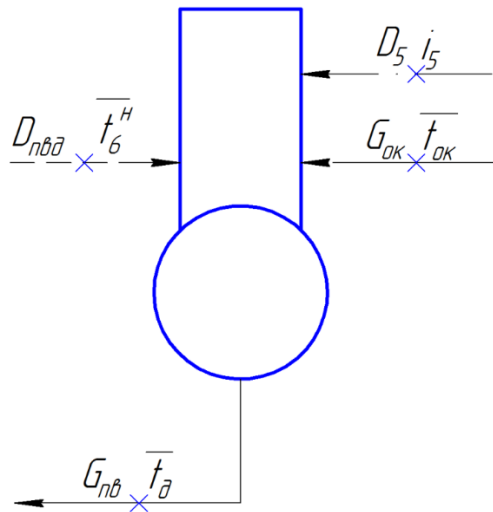


Рисунок 3.5 - Схема включения деаэратора

Уравнение материального баланса:

$$G_{\text{пв}} = (D_8 + D_7 + D_6) + D_5 + G_{\text{ок}} + G_{\text{ховв}} \quad (3.22)$$

Уравнение теплового баланса:

$$G_{\text{пв}} \cdot \bar{t}_d = (D_8 + D_7 + D_6) \cdot \bar{t}_{\text{н6}} + D_5 \cdot i_5 + G_{\text{ок}} \cdot \bar{t}_{\text{ок}} + G_{\text{ховв}} \cdot \bar{t}_{\text{ховв}} \quad (3.23)$$

Подставим значения:

$$744,457 = (50,732 + 71,214 + 29,488) + D_5 + G_{\text{ок}} + 37,855$$

$$745,517 \cdot 697,1 = (50,805 + 71,312 + 29,53) \cdot 851,5 + D_5 \cdot 3208,3 + G_{\text{ок}} \cdot 633,8 + 37,855 \cdot 125,5$$

Решив систему уравнений, получим:

$$D_5 = 12,972 \text{ кг/с}$$

$$G_{\text{ок}} = 549,666 \text{ кг/с}$$

3.1.7 Расчёт регенеративной схемы (ПНД)

Расчетная схема регенеративной схемы (ПНД) представлена на рисунке 3.6.

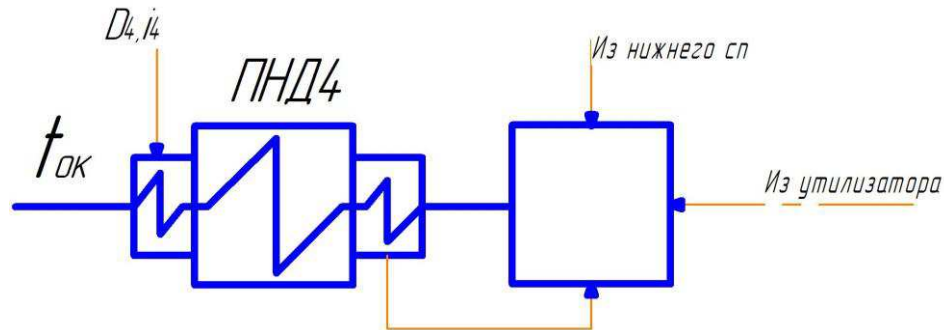


Рисунок 3.6 – Схема включения регенеративной схемы (ПНД)

Уравнение теплового баланса для ПНД-4:

$$D_4(i_4 - \bar{t}_4^H)\eta = G_{OK}(\bar{t}_{OK} - \bar{t}'_{ПНД4}) \quad (3.24)$$

Расход пара на ПНД-4, кг/с:

$$D_4 = \frac{G_{OK}(\bar{t}'_{ПНД4} + \bar{t}'_{ПНД4})}{(i_4 - \bar{t}_4^H)\eta} = \frac{549,666 \cdot (633,8 - 525,3)}{(3056,5 - 655,6) \cdot 0,98} = 25,443$$

3.1.8 Составление теплового и материального баланса

Расход пара в конденсатор, кг/с:

$$D_K = G''_{OK} - (D_{ЭЖ} + D_{УПЛ} + D_{ХОВ} + D_{ВС} + D_{НС} + D_{ТПН}) \quad (3.25)$$

где $D_{ХОВ}$ – расход химочищенной воды, кг/с;

$$D_{ХОВ} = D_{УТ} + D_{СН} = 13,892 + 17,018 = 37,855 \quad (3.26)$$

$D_{ТПН} = 32,7$ кг/с – расход пара на привод ТПН.

$$D_K = 392,35 - (3,473 + 6,946 + 31,312 + 37,085 + 24,327 + 32,7) = 356,187$$

Проверка материального баланса пара в турбине, кг/с:

$$D_K = D_T - (D_1 + D_2 + D_3 + D_4 + D_5 + D_6 + D_7 + D_8 + D_{ВС} + D_{НС} + D_{ТПН}) \quad (3.27)$$

$$D_k = 694,593 - (20,15 + 27,21 + 23,093 + 25,44 + 12,972 + 17,867 + 67,38 + 50,181 + 37,085 + 24,327 + 32,16) = 356,187$$

Что совпадает с ранее найденным значением.

Проверка по балансу мощности:

$$W_э = \left[\sum_{i=1}^8 D_i^{отб} \cdot h_i^{отб} + H_i \cdot D_k \right] \cdot \eta_{эм} \quad (3.28)$$

$$800000 = (20,156 \cdot 1409 + 27,21 \cdot 1188 + (23,093 + 37,085) \cdot 1044,6 + 25,443 \cdot 889,2 + (12,972 + 24,327) \cdot 737,4 + (17,867 + 32,085) \cdot 621,6 + 67,38 \cdot 401,96 + 50,181 \cdot 307,1 + 356,178 \cdot 1607,6) \cdot 0,98$$

$$800000 = 797940,162$$

Несоответствие заданной мощности $\Delta W_э$:

$$\Delta W_э = \left| \frac{W - W_p}{W} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{800000 - 797940,162}{800000} \right| \cdot 100 = 0,25\% \quad (3.29)$$

Что допустимо пределом погрешности 2%.

3.1.9 Расчет технико-экономических показателей работы станции

Расход тепла на турбоустановку составит, кВт:

$$Q_{ту} = D_T(i_0 - \bar{t}_{пв}) + D_{пп}(i''_{пп} - i'_{пп}) + G_{хов}(\bar{t}_{хов} \cdot C_B - \bar{t}_{пв}) \quad (3.30)$$

$$Q_{ту} = 694,593(3324,8 - 1134) + 618,36(3543,8 - 2922,9) + 37,855(125,58 - 1134) = 1898011,931$$

Затраченная теплота на сетевые подогреватели, кВт:

$$Q_T = D_{вс} \cdot (i_{вс} - \bar{t}_{вс}^H) + D_{нс} \cdot (i_{нс} - \bar{t}_{нс}^H) \quad (3.31)$$

$$Q_T = 37,85 \cdot (3056,5 - 655,6) + 24,327 \cdot (2900,8 - 544,1) = 152444,318$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт:

$$Q_{ту}^э = Q_{ту} - Q_T \quad (3.32)$$

$$Q_{ту}^э = 1898011,931 - 152444,318 = 1745567,612$$

Тепловая нагрузка котла, кВт:

$$Q_{\text{пе}} = D_{\text{пе}}(i_{\text{пе}} - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{пп}}(i''_{\text{пп}} - i'_{\text{пп}}) \quad (3.33)$$

$$Q_{\text{пе}} = 735,922(3324,8 - 1134) + 618,36(3543,8 - 2922,9) = 1947626,497$$

Полный расход натурального топлива, кг/с:

$$B = \frac{D_{\text{т}} \cdot (i_0 - i_{\text{пв}})}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{пт}}} = 109,609 \quad (3.34)$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – теплотворная способность бурого угля Канско–Ачинского бассейна, Березовского месторождения, кДж/кг.

Расход топлива на выработку электроэнергии, кг/с:

$$B_{\text{э}} = B \cdot K_{\text{э}} \frac{W_{\text{от}}}{W - W_{\text{э}}^{\text{сн}}} \quad (3.35)$$

где B – полный расход топлива на блок, кг/с;

$K_{\text{э}}$ – коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии;

$W_{\text{отп}}$ – отпущенная мощность, кВт;

$W_{\text{э}}$ – мощность, снимаемая с шин генератора, кВт;

$W_{\text{ээ}}^{\text{сн}}$ – мощность собственных нужд, затраченная на производство электроэнергии.

Принимая мощность собственных нужд блока 9%, отпущенная мощность составляет, кВт:

$$W_{\text{отп}} = W_{\text{э}} - e_{\text{сн}} \cdot W = 800000 - 0,05 \cdot 800000 = 736000 \quad (3.36)$$

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

$$W_{\text{ээ}}^{\text{сн}} = e_{\text{ээ}}^{\text{сн}} \cdot W_{\text{э}} = 0,05 \cdot 800000 = 40000$$

где $e_{\text{ээ}}^{\text{сн}}$ – доля электроэнергии, затраченная на производство электроэнергии.

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии:

$$K_{\text{э}} = \frac{Q_{\text{ты}}^{\text{э}} + \Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} + Q_{\text{ты}}^{\text{сн}}}{Q_{\text{ты}}^{\text{э}} + \Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} + Q_{\text{ты}}^{\text{сн}} + Q_{\text{от}}} \quad (3.37)$$

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии при наличии отборов, кВт:

$$\Delta Q_{\text{отб}} = [Q_{\text{вс}} \cdot (1 - \xi_{\text{вс}}) + Q_{\text{нс}} \cdot (1 - \xi_{\text{нс}})] \cdot \frac{Q_{\text{т}}^{\text{отб}}}{Q_{\text{ты}}^{\text{т}}} \quad (3.38)$$

где $Q_{\text{вс}}$, $Q_{\text{нс}}$ – тепло, отпущенное из верхнего и нижнего теплофикационного отбора, кВт;

отношение $\frac{Q_{\text{т}}^{\text{отб}}}{Q_{\text{ты}}^{\text{т}}}$ принимается равным 1;

$\xi_{\text{вс}}$ – коэффициент ценности тепла верхнего отбора:

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{i_{\text{вс}} - i_{\text{к}}}{i_0 + q_{\text{пп}} - i_{\text{к}}} \cdot \left(1 + K \frac{i_0 + q_{\text{пп}} - i_{\text{вс}}}{i_0 + q_{\text{пп}} - i_{\text{к}}} \right) \quad (3.39)$$

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{3056,5 - 2338,1}{3324,8 + 620,9 - 2338,1} \cdot \left(1 + 0,42 \frac{3324,8 + 620,9 - 3056,5}{3324,8 + 620,9 - 2338,1} \right) = 0,646$$

$\xi_{\text{нс}}$ – коэффициент ценности тепла нижнего отбора:

$$\xi_{\text{нс}} = \frac{i_{\text{нс}} - i_{\text{к}}}{i_0 + q_{\text{пп}} - i_{\text{к}}} \cdot \left(1 + K \frac{i_0 + q_{\text{пп}} - i_{\text{нс}}}{i_0 + q_{\text{пп}} - i_{\text{к}}} \right) \quad (3.40)$$

$$\xi_{\text{нс}} = \frac{2900,8 - 2338,1}{3324,8 + 620,9 - 2338,1} \cdot \left(1 + 0,42 \frac{3324,8 + 620,9 - 2900,8}{3324,8 + 620,9 - 2338,1} \right) = 0,446$$

K – коэффициент, зависящий от давления пара перед турбиной, его значение принимаем равным 0,42 из [2].

$$\Delta Q_{\text{отб}} = 93219,683 \cdot (1 - 0,646) + 59224,635 \cdot (1 - 0,446) = 65873,681$$

Расход тепла на собственные нужды турбоагрегата принимается 5 % от расхода тепла на производство электроэнергии, [2], кДж:

$$Q_{\text{ты}}^{\text{сн}} = 0,05 \cdot Q_{\text{ты}} = 0,05 \cdot 1898011,931 = 87278,381 \quad (3.41)$$

$$K_э = \frac{1745567,612+65873,681+87278,381}{1745567,612+65873,681+87278,381+164874,111} = 0,926$$

Подставив полученные значения в формулу для расхода топлива на выработку электроэнергии, будем иметь, кг/с:

$$B_э = 109,609 \cdot 0,926 \cdot \frac{W_{отп}}{W_э - W_{эсн}} = 102,892 \quad (3.42)$$

Расход топлива на выработку тепла, кг/с:

$$B_т = B - B_э \quad (3.43)$$

$$B_т = B - B_э = 109,609 - 102,892 = 6,716$$

Фактическое значение удельных расходов натурального топлива на отпуск электроэнергии и тепла определяются по формулам, кг/кВт · ч:

$$b_э = \frac{B_э \cdot 3600}{W_э} = \frac{102,892 \cdot 3600}{800000} = 0,463 \quad (3.44)$$

$$b_т = \frac{B_т \cdot 10^9}{Q_т} = \frac{6,716 \cdot 10^9}{60970} = 110,158 \quad (3.45)$$

4 Индивидуальное задание

4.1 Описание поверхностей нагрева котла

Таблица 4.1 – Характеристики радиационных пакетов

Наименование	НРЧ-1	НРЧ-2	ВРЧ ТОП	ВРЧ ФР
Тип пучка	Радиацион.	Радиацион.	Радиацион.	Радиацион.
Материал	12X1МФ	12X1МФ	12X1МФ	12X1МФ
Поверхность нагрева, м ²	1380	3280	996	384
Наружный диаметр, мм	32	32	32	32
Толщина стенки, мм	6	6	6	6
Температура газов на входе, °С	1419	1419	1419	1419
Температура газов на выходе, °С	1125	1125	1125	1125

Таблица 4.2 – Характеристики ширмовых поверхностей нагрева

Наименование	ШПП-3	ШПП-2	ШПП-1	ШВП
Тип пучка	Коридор.	Коридор.	Коридор.	Коридор.
Материал	12X1МФ	12X1МФ	12X1МФ	12X1МФ
Поверхность нагрева, м ²	3670	3960	3960	5630
Наружный диаметр, мм	32	32	32	57
Толщина стенки, мм	6	6	6	4
Температура газов на входе, °С	1055	1125	951	890
Температура газов на выходе, °С	974	1055	890	836

Таблица 4.3–Характеристики конвективных поверхностей нагрева

Наименование	КПП П	КПП ТР	КВП	ВЭК	ТВП
Тип пучка	Шахмат.	Коридор.	Шахмат.	Шахмат.	Шахмат.
Материал	12Х1МФ	12Х1МФ	12Х1МФ	12Х1МФ	Ст. 20
Поверхность нагрева, м ²	7040	1730	19250	19100	169000
Наружный диаметр, мм	37	36	57	42	40
Толщина стенки, мм	7	6,5	4	6,5	1,6
Температура газов на входе, °С	833	833	724	493	369
Температура газов на выходе, °С	724	724	493	384	193

4.2 Расчет утилизационной установки

Утилизационная установка состоит из 3-х частей: охладитель газов, конденсатор водяных паров, охладитель конденсата.

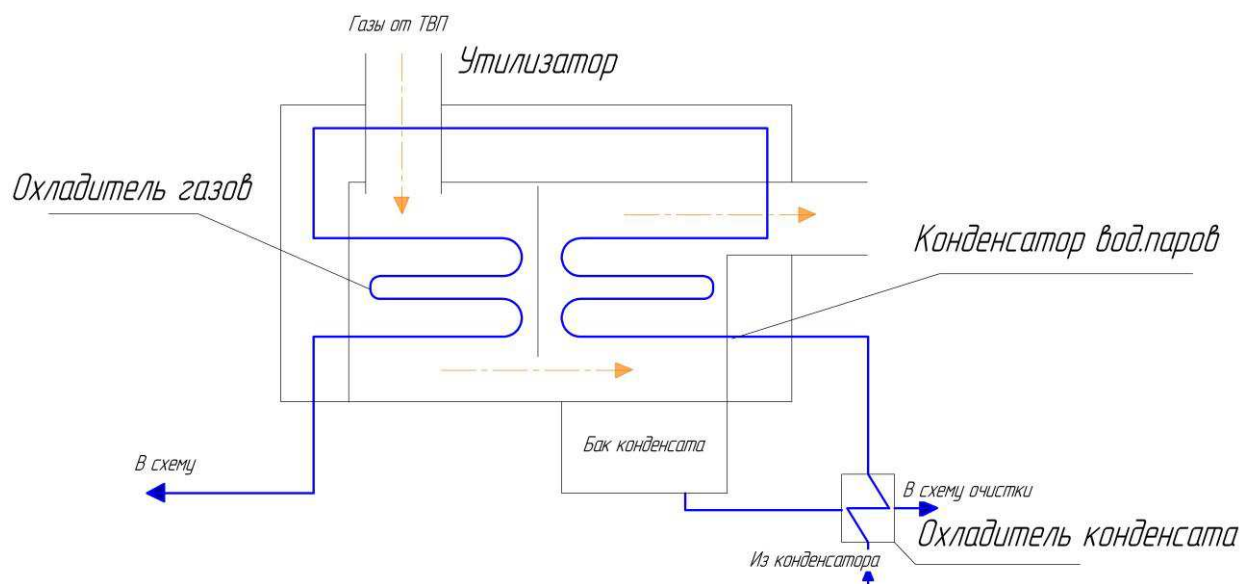


Рисунок 4.1 – Схема утилизационной установки

Составим уравнения теплового баланса установки:

$$G_{\text{ок}} \cdot (t''_{\text{ок}} - t_{\text{ок}}) = G_{\text{конд}} \cdot (v_{\text{ух.г}} - (t_{\text{ок}} + 15)) \quad (4.1)$$

где $G_{\text{ок}}$ – расход конденсата, кг/с;

$G_{\text{конд}}$ – расход конденсата газов, кг/с;

$v_{\text{ух.г}}$ – температура уходящих газов, °С;

$t_{\text{ок}}$ – температура конденсата, °С.

Находим температуру конденсата после охладителя конденсата, °С:

$$t''_{\text{ок}} = \frac{G_{\text{конд}} \cdot (v_{\text{ух.г}} - (t_{\text{ок}} + 15))}{G_{\text{ок}}} + t_{\text{ок}} \quad (4.2)$$

$$t''_{\text{ок}} = \frac{68,101 \cdot (80 - (26,6 + 15))}{464,545} + 26,6 = 32,22\text{°С}$$

Находим тепловую мощность охладителя газов, кВт:

$$Q_{16} = G_{\text{ок}} \cdot (t''''_{\text{ок}} - t'''_{\text{ок}}) \cdot c \quad (4.3)$$

где $G_{\text{ок}}$ – расход конденсата, кг/с;

$t''''_{\text{ок}}$ – температура конденсата после охладителя газов, °С;

$t'''_{\text{ок}}$ – температура конденсата после конденсата вод.паров, °С.

$$Q_{16} = 464,545 \cdot (135 - 77,1) \cdot 4,19 = 112699,145$$

Находим тепловую мощность конденсатора водяных паров, кВт:

$$Q_{26} = G_{\text{ок}} \cdot (t'''_{\text{ок}} - t''_{\text{ок}}) \cdot c \quad (4.4)$$

где $G_{\text{ок}}$ – расход конденсата, кг/с;

$t'''_{\text{ок}}$ – температура конденсата после охл.конденсата, °С;

$t''_{\text{ок}}$ – температура конденсата после конденсата вод.паров, °С;

c – теплоемкость воды, 4,19 кДж/кг·°С.

$$Q_{26} = 464,545 \cdot (77,1 - 32,22) \cdot 4,19 = 84485,429 \quad (4.5)$$

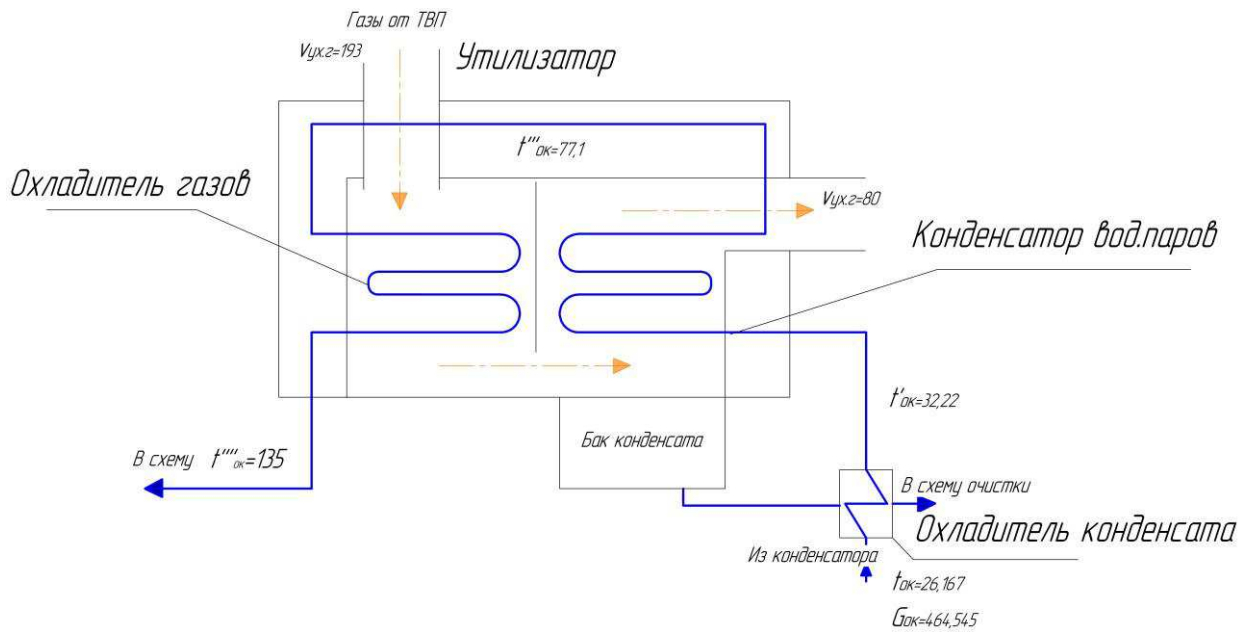


Рисунок 4.2 – Схема утилизационной установки

4.3 Определение площади установки

Найдем площадь установки, м²:

$$F_1 = \frac{Q_{16}}{K_1 \cdot \Delta t_1}, \quad (4.6)$$

$$F_2 = \frac{Q_{26}}{K_2 \cdot \Delta t_2} \quad (4.7)$$

где $K_{1,2}$ – коэффициент теплопроводности Вт/м²·К;

$\Delta t_{1,2}$ – температурный напор, °С;

Q_{16} – тепловая мощность охладителя газов, кВт;

Q_{26} – тепловая мощность конденсатора водяных паров газа, кВт.

Тепловая мощность, подводимая к конденсату от газов в охладителе газов, кВт:

$$Q_1 = B \cdot ((h_{193} - h_{80}) + 0,02 \cdot h_{х.в.}), \quad (4.8)$$

где B – полный расход топлива, кг/с;

h_{193} – энтальпия газов при $t=193^\circ\text{C}$, кДж/кг;

h_{80} – энтальпия газов при $t=80^\circ\text{C}$, кДж/кг;

$h_{х.в.}$ – энтальпия холодной воды, кДж/кг.

$$Q_1 = 109,609 \cdot ((1730,6 - 704,43) + 0,02 \cdot 168) = 112755,328$$

Тепловая мощность, подводимая к конденсату от газов в конденсаторе водяных паров, кВт:

$$Q_2 = B \cdot (V_{H_2O} \cdot \Delta h) \quad (4.9)$$

где B – полный расход топлива кг/с;

V_{H_2O} – объём водяных паров м³;

Δh – разница энтальпий газов и конденсата кДж/м³;

$$Q_2 = 0,6216 \cdot 109,609 \cdot 1240,038 = 84419,75$$

Температурный напор вохладителе газов, °С:

$$\Delta t_1 = \frac{(v_1 - t''''_{ок}) \cdot (v_2 - t'''_{ок})}{\ln \frac{v_1 - t''''_{ок}}{v_2 - t'''_{ок}}} \quad (4.10)$$

где v_1 – температура газов после ТВП, °С;

v_2 – температура газов после утилизатора, °С;

$t''''_{ок}$ – температура конденсата после охладителя газов, °С;

$t'''_{ок}$ – температура конденсата после конденсата водяных паров, °С.

$$\Delta t_1 = \frac{(193 - 135) \cdot (80 - 77,1)}{\ln \frac{193 - 135}{80 - 77,1}} = 56,147 \quad (4.11)$$

Температурный напор в конденсаторе водяных паров, °С:

$$\Delta t_2 = \frac{(v_2 - t''''_{ок}) \cdot (v_2 - t''_{ок})}{\ln \frac{v_1 - t''''_{ок}}{v_2 - t''_{ок}}} \quad (4.12)$$

где v_2 – температура газов после утилизатора, °С;

$t''''_{ок}$ – температура конденсата после охладителя газов, °С;

$t''_{ок}$ – температура конденсата после конденсата водяных паров, °С.

$$\Delta t_2 = \frac{(80 - 32,22) \cdot (80 - 77,1)}{\ln \frac{80 - 32,22}{80 - 77,1}} = 15,967 \quad (4.13)$$

Площадь всей установки, м²:

$$F_1 = \frac{112845,321}{47,62 \cdot 56,147} = 42205,7$$

$$F_2 = \frac{84487,129}{500 \cdot 48,469} = 3009,52$$

Рассчитаем невязку баланса, %:

$$\Delta 1 = \frac{Q_1 - Q_{16}}{Q_1} \cdot 100 \quad (4.14)$$

где Q_1 – тепловая мощность, подводимая к конденсату от газов в охладителе газов, кВт;

Q_{16} – тепловая мощность охладителя газов, кВт.

$$\Delta 1 = \frac{112755,328 - 112699,145}{112755,328} \cdot 100 = 0,05$$

$$\Delta 2 = \frac{Q_2 - Q_{26}}{Q_2} \cdot 100 \quad (4.15)$$

где Q_2 – тепловая мощность, подводимая к конденсату от газов в конденсаторе водяных паров, кВт;

Q_{26} – тепловая мощность конденсатора водяных паров, кВт.

$$\Delta 2 = \frac{84419,75 - 84485,29}{84419,75} \cdot 100 = -0,078$$

В обоих случаях невязка менее 1 процента, что допустимо.

4.4 Определение основных конструктивных размеров установки

Определение основных конструктивных размеров теплообменника.

Число труб в одном ряду, шт:

$$Z = \frac{a_{\text{кш}}}{S_1} - 1 \quad (4.16)$$

где $a_{\text{кш}}$ – длина ТВП, м;

S_1 – поперечный шаг труб, м

$$Z = \frac{72}{0,1} - 1 = 719$$

Находим длину каждого змеевика охладителя газов, м:

$$l_{\text{зм1}} = \frac{F_1}{\pi \cdot d_{\text{внеш}} \cdot Z} = \frac{42205,7}{3,14 \cdot 0,034 \cdot 719} = 549,84 \quad (4.17)$$

где F_1 – площадь охладителя газов, м²;

$d_{\text{внеш}}$ – внешний диаметр, м;

Z – число труб в одном ряду, шт

Находим длину каждого змеевика конденсатора водяных паров, м:

$$l_{\text{зм2}} = \frac{F_2}{\pi \cdot d_{\text{внеш}} \cdot Z} = \frac{3009,52}{3,14 \cdot 0,034 \cdot 719} = 39,2 \quad (4.18)$$

где F_2 – площадь конденсатора водяных паров, м²,

$d_{\text{внеш}}$ – внешний диаметр, м;

Z – число труб в одном ряду, шт.

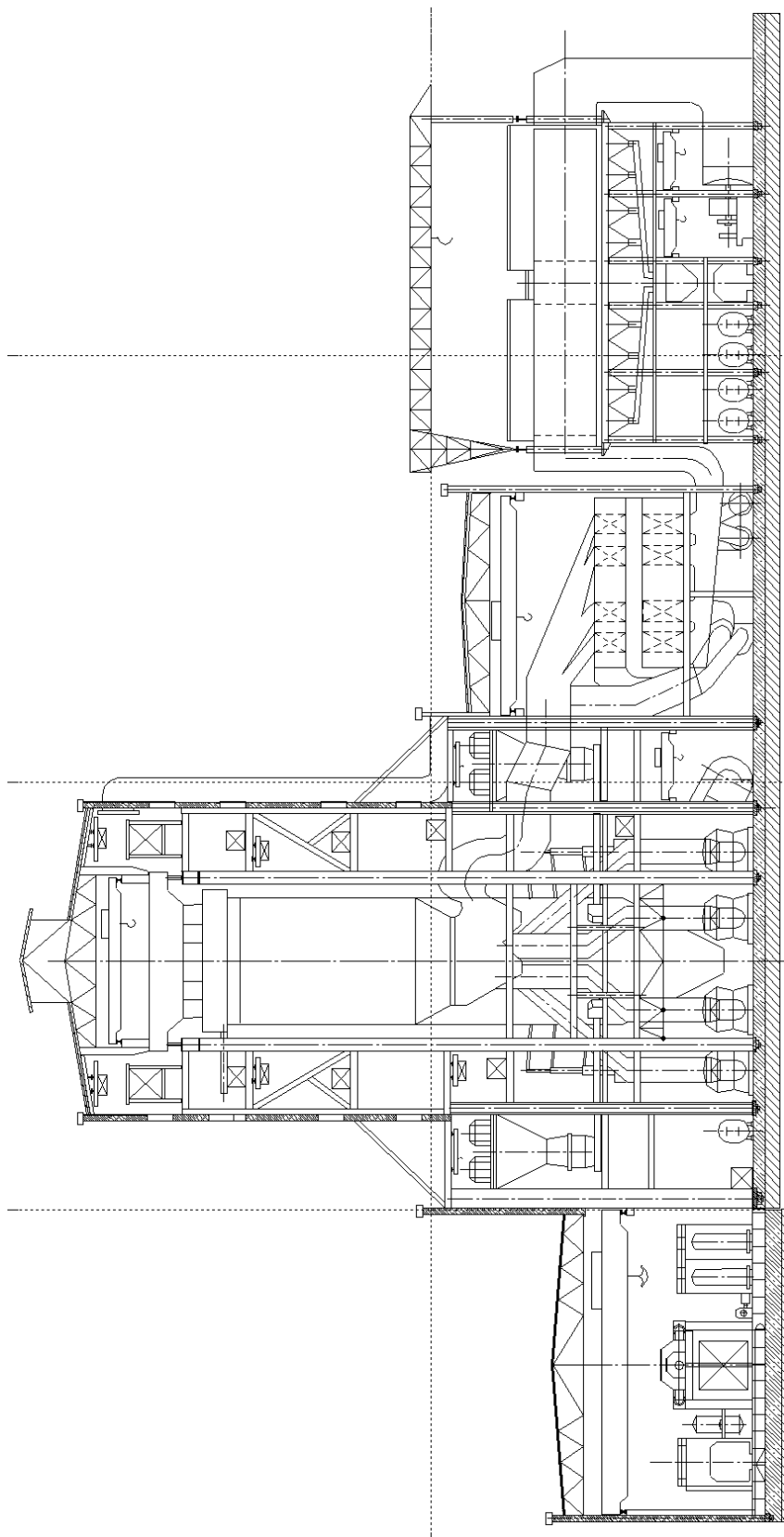


Рисунок 4.3 – Продольный разрез главного корпуса до реконструкции

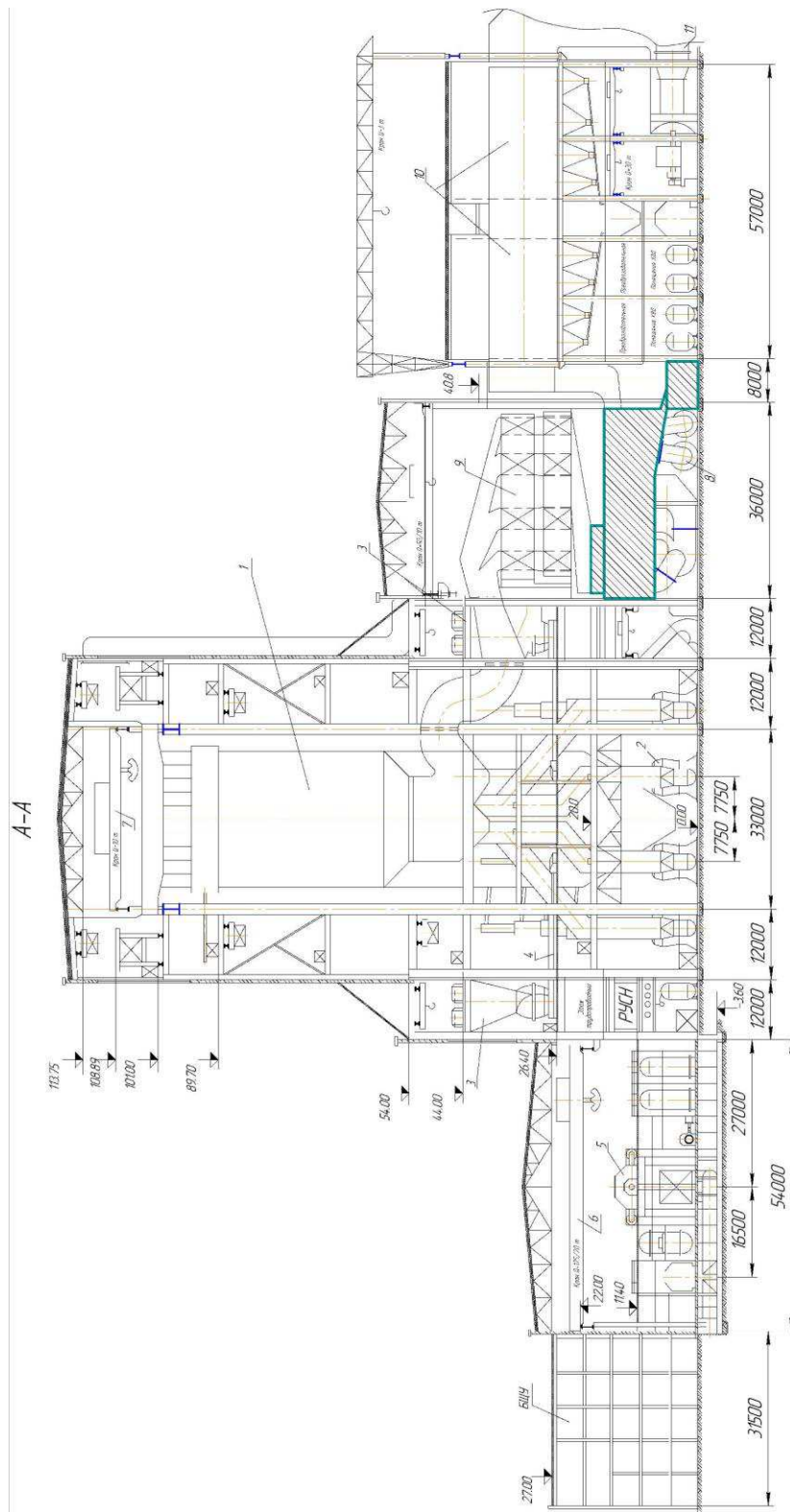


Рисунок 4.4 – Продольный разрез главного корпуса после реконструкции

5 Экологическая часть

5.1 Определение массового выброса диоксида серы

Количество диоксида серы SO_2 и SO_3 в пересчете на SO_2 (кг/с), выбрасываемое в атмосферу в единицу времени, вычисляется по формуле:

$$M_{SO_2} = 0,02 \cdot B \cdot S^p \cdot \left(1 - \frac{\eta'_{SO_2}}{100}\right), \quad (5.1)$$

где B – расход топлива на котел;

S^p – концентрация серы в топливе;

$\eta'_{SO_2} = 50$ – доля SO_2 , уловленная золовыми частицами непосредственно в газоходе котла.

$$M_{SO_2} = 0,02 \cdot 109,609 \cdot 0,2 \cdot \left(1 - \frac{50}{100}\right) = 0,078$$

5.2 Определение массового выброса окислов азота

Количество оксидов азота в пересчете на двуокись азота, кг/с, выбрасываемые в атмосферу с дымовыми газами в единицу времени:

$$M_{NO_2} = 0,034 \cdot K \cdot B \cdot Q_H^p \cdot 10^{-6} \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \cdot \beta_1 \cdot (1 - \varepsilon_1 \cdot r) \cdot \beta_2 \cdot \beta_3 \cdot \varepsilon_2, \quad (5.2)$$

где K – коэффициент, характеризующий выход окислов азота, кг/т. у. т:

$$K = \frac{12 \cdot D_\phi}{200 + D}, \quad (5.3)$$

где $D_\phi = 600$ – фактическая паропроизводительность котла, кг/с;

$D = 735$ – номинальная паропроизводительность котла, кг/с.

$$K = \frac{12 \cdot 670}{200 + 735} = 7,7$$

B – расход топлива на котел, кг/с;

Q_H^p – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

q_4 – механический недожог, %;

β_1 – коэффициент, учитывающий влияние на выходокислов азота качества сжигаемого топлива:

$$\beta_1 = 0,178 + 0,47 \cdot N^p = 0,178 + 0,47 \cdot 0,6 = 0,46 \quad (5.4)$$

где N^p – содержание азота в топливе, %, 0,6;

$\varepsilon_1 = 0,01$ – коэффициент эффективности воздействия рециркуляции газов в зависимости от условий подачи их в топку;

$r = 15$ – степень рециркуляции дымовых газов от расхода дутьевого воздуха, % [1];

β_2 – коэффициент, учитывающий конструкцию горелок. Для прямооточных горелок принимается равным 0,85;

β_3 – коэффициент, учитывающий вид шлакоудаления. При твердом шлакоудалении принимается равным 1;

$\varepsilon_2 = 0,74$ – коэффициент, характеризующий снижение выброса NO_2 при двухстадийном сжигании в зависимости от $\delta = 10$, процентной доли воздуха, подаваемого через фурмы воздушного дутья, расположенные выше горелок [1].

$$M_{NO_2} = 0,034 \cdot 7,7 \cdot 109,609 \cdot 15280 \cdot 10^{-6} \cdot \left(1 - \frac{0,8}{100}\right) \cdot 0,46 \cdot (1 - 0,01 \cdot 15) \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 0,74 = 0,0457$$

5.3 Определение приземной концентрации

Отвод дымовых газов на проектируемом блоке осуществляется через существующую дымовую трубу, на которую уже работают три энергоблока. Необходимо рассчитать значение приземной концентрации вредного вещества C_m , которое не должно превышать значения предельно допустимой концентрации (ПДК) по формуле, мг/м³:

$$C_m = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot F \cdot m}{H^2 \cdot \sqrt[3]{V \cdot \Delta T}}}, \quad (5.3)$$

где $A = 200$ – коэффициент, учитывающий условия вертикального и горизонтального рассеяния (конвективной диффузии) примеси в воздухе;

$F = 1$ – безразмерный коэффициент, учитывающий характер выбрасываемых загрязнений при расчете концентрации сернистого газа;

$m = 0,8$ – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние скорости выхода газов из устья трубы при $\omega_0 = 30 - 35$ м/с;

$H = 370$ – высота дымовой трубы, м;

V – суммарный объем дымовых газов, выбрасываемых из трубы, м³/с:

$$V = V_{дс}^1 + V_{дс}^2, \quad (5.4)$$

где $V_{дс}^1$ – объем дымовых газов, равен объему, найденному ранее

$V_{дс}^2 = 301,64$ – объем дымовых газов, м³/с.

$$V = 273,89 + 301,64 = 575,53$$

$\Delta T = 100$ – разность температур выходящих из трубы дымовых газов и окружающего воздуха, °С;

M – суммарный выброс золы и сернистого газа и окислов азота из трубы, г/с:

$$M = M^1 + M^2, \quad (5.5)$$

где $M^2 = 412,02$ – выброс золы, сернистого газа и окислов азота энергоблока 800 МВт, г/с;

M^1 – выброс золы, сернистого газа и окислов азота, г/с:

$$M^1 = M_{SO_2} \cdot 10^3 + M_{NO_2} \cdot \frac{0,5}{0,085} \cdot 10^3 + M_{ЗОЛ}^{ВЫХ} \cdot \frac{0,5}{0,5} \cdot 10^3, \quad (5.6)$$

где M_{SO_2} – смотреть формулу (5.1);

M_{NO_2} – смотреть формулу (5.1);

$M_{ЗОЛ}^{ВЫХ}$ – массовый выброс золы в дымовую трубу, г/с, 0,09869.

$$M^1 = 0,078 \cdot 10^3 + 0,0457 \cdot \frac{0,5}{0,085} \cdot 10^3 + 0,09869 \cdot \frac{0,5}{0,5} \cdot 10^3 = 445,51,$$

$$M = 445,51 + 488,8 = 934,31,$$

$$C_M = \sqrt{\frac{200 \cdot 934,31 \cdot 1 \cdot 0,8}{370^2 \cdot \sqrt[3]{575,53 \cdot 100}}} = 0,0237$$

6 Природоохранные технологии

6.1 Очистка дымовых газов

Опытно промышленная установка по аммиачно-циклическому методу.

В основу ОПУ положен аммиачно-циклический способ очистки дымовых газов от диоксида серы.

Один из блоков выполнен по схеме с предварительным охлаждением дымовых газов до 28°C водой специального цикла, включающего в себя бак нейтрализатор, осветлитель, двухсекционную вентиляторную градирню и насосное оборудование.

Нейтрализация закисленной в результате контакта с дымовыми газами охлаждающей воды осуществляется известковым молоком.

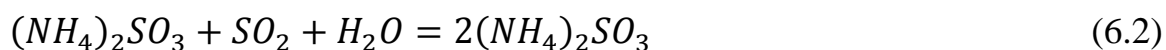
Во втором блоке охлаждение дымовых газов перед подачей их для абсорбции SO_2 до 65°C происходит за счет испарения части циркулирующего раствора (блок без охлаждения).

Общим для обоих блоков являются: отделение сушки и снижения сернистого ангидрида, цикл обратного производственного водоснабжения с градирней, компрессорная, узел осушки сульфата аммония, отделение разложения и аммиачное хозяйство.

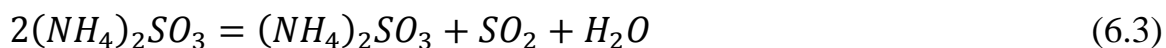
Принципиальная схема установки (проектная) показана на рисунке 6.1.

Дымовые газы после первой ступени очистки от золы (батареиные циклоны) поступают в электрофильтр 3. Дымососом 4 обеспыленные дымовые газы подаются в нижнюю секцию «а» абсорбера 5, где они орошаются водой и охлаждаются до 28°C. Верхние секции абсорбера «б» и «в» орошаются в свою очередь поглотительным раствором, содержащим сульфит–бисульфит аммония образующимся при контакте дымовых газов, содержащих SO_2 , и промывочного раствора, насыщенного аммиаком по реакциям:





Очищенные от SO_2 дымовые газы поступают в «мокрый» электрофильтр 6, где освобождаются от тумана раствора аммонийных солей, после чего выбрасываются через дымовую трубу в атмосферу. Из секции «б» абсорбера поглощительный раствор самотеком поступает в сборник 13, откуда насосом 14 через подогреватель 17 подается в десорбер 18, где при температуре 96...97°C и разрежении 210 мм. рт. ст. происходит разложение раствора бисульфита аммония с выделением газообразного сернистого ангидрида по реакции:



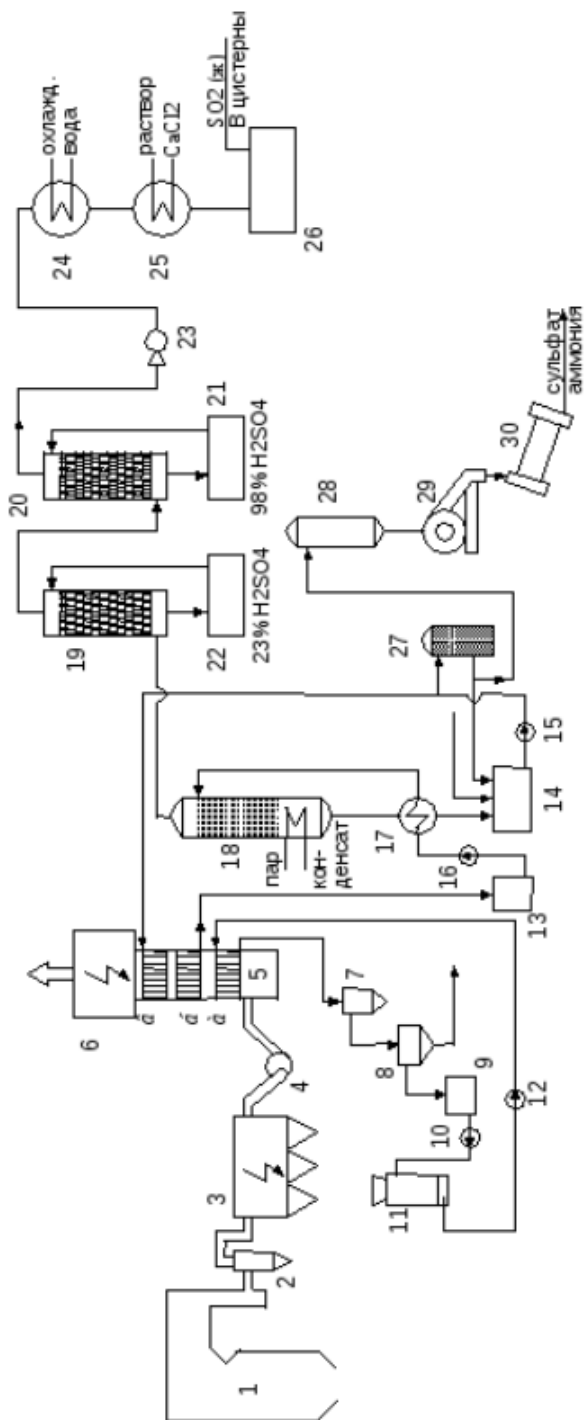


Рисунок 6.1 – Схема установки очистки дымовых газов по аммиачно-циклическому методу (Дорогобужская ТЭЦ)

1 - котел; 2 - циклоны; 3 - сухой электрофильтр; 4 - дымосос; 5 - абсорбер; 6 - мокрый электрофильтр; 7 - нейтрализатор; 8 - осветлитель; 9 - бак осветленной воды; 10, 12, 15, 16 - насосы; 11 - градирня; 13 - сборник насыщенного раствора; 14 - сборник регенерированного раствора; 17 - теплообменник; 18 - десорбер; 19, 20 - сушильная башня; 21, 22 - сборник серной кислоты; 23 вакуум-насос; 24, 25 - теплообменник; 26 - танк жидкого сернистого ангидрида; 27 - фильтр; 28 - выпарной аппарат; 29 - центрифуга; 30 - сушильный барабан

Регенерированный раствор сульфита аммония стекает через теплообменник 17 в сборник 14. Сюда же подается газообразный аммиак для поддержания поглотительной способности раствора в регламентированных пределах. Из сборника 14 насосом 15 регенерированный раствор подается в секцию «в» абсорбера, замыкая цикл.

Влажный газообразный диоксид серы транспортируется вакуум-насосом 23 через сушильные башни 19 и 20, орошаемые 93 и 98%-ной серной кислотой соответственно. Осушенный диоксид серы поступает в отделение сжижения, где в теплообменнике 24 охлаждается оборотной водой до 35°C и в холодильнике 25 сжижается раствором хлористого кальция $CaCl_2$ при отрицательных температурах. Сжиженный диоксид серы стекает в танк-хранилище 26, откуда отгружается в ж/д цистерны потребителю.

В процессе абсорбции диоксида серы за счет содержащегося в дымовых газах триоксида серы и кислорода в промывочном растворе образуется сульфат аммония, а также накапливается зола. Поэтому часть регенерированного раствора непрерывно выводится из цикла на очистку от золы в фильтре 27. Часть фильтрата отводится для выпаривания влаги и получения кристаллического сульфата аммония в выпарном аппарате 28. Кристаллы сульфата аммония в центрифуге 29 отделяются от маточного раствора, подаются в сушильный барабан 30 и затем на склад готовой продукции.

6.2 Очистка сточных вод

6.2.1 Способы обработки для производственных сточных вод

6.2.1.1 Реагентная обработка

Исходные стоки обрабатываются раствором коагулянта и флокулянта. Автоматические станции приготовления и дозирования реагентов обеспечивают высокоточную подачу рабочих растворов. Интенсивное и полное смешение реагентов с водой и необходимое время контакта обеспечивают трубный флокулятор со встроенными статическими смесителями.

6.2.1.2 Отстаивание

Обработанные реагентами сточные воды поступают в тонкослойный горизонтальный отстойник, в котором скоагулированные загрязнения выпадают в осадок. Осадок собирается в нижней конической части отстойника, откуда периодически выводится через трубопровод сброса осадка в шламовую емкость. Осветленная вода отводится из отстойника в самотечном режиме и направляется в сборную емкость.

6.2.1.3 Напорная механическая фильтрация

Осветленная вода из емкости насосом подается на напорные зернистые механические фильтры, где обеспечивается удаление остаточных взвешенных веществ. Для регенерации фильтрующей загрузки предусмотрена обратноточная промывка очищенной водой. Промывные воды от напорных фильтров направляются «в голову» процесса очистки.

6.2.1.4 Сорбционная очистка

Фильтрат из механических фильтров поступает на напорные угольные фильтры, где происходит финишная очистка от нефтепродуктов и органических загрязнений. Для взрыхления фильтрующей загрузки предусмотрена обратноточная промывка очищенной водой. Промывные воды от напорных фильтров направляются «в голову» процесса очистки.

6.2.1.5 Обезвоживание осадка

Для обезвоживания осадка применяется шнековый обезвоживатель или мешковый фильтр в зависимости от выбранной модификации

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Работа обосновывает реконструкцию котельного агрегата П–67 Березовской ГРЭС–1 с целью повышения эффективности его работы.

Мною были проведены расчеты котельного агрегата, тепловой схемы, утилизационной установки, которые позволяют сделать техническое и экономическое обоснование проекта реконструкции котельного агрегата П–67 БГРЭС–1.

По выполненному расчету технико-экономических показателей видно, что после реконструкции появляется экономия топлива.

Экономическая часть проекта содержит расчет капитальных затрат на реконструкцию и срока окупаемости предлагаемого проекта реконструкции. По выполненному расчету срок окупаемости проекта составил 10 лет.

Расчет утилизационной установки показал площади и габаритные размеры, они оказались больше предполагаемых, что привело к проблеме размещения установки на станции. Для решения этой проблемы было принято поднимать ТВП.

Из-за возникающей проблемы очистки дымовых газов и конденсата, мною были рассмотрены и предложены варианты очистки.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Цыганок, А. П. Проектирование тепловых электрических станций: учеб.пособие / А. П. Цыганок, С. А. Михайленко. – Красноярск :КрПИ, 1991. – 43 с.
2. Рыжкин, В. Я. Тепловые электрические станции: учеб.пособие для вузов / В. Я. Рыжкин – М.: Энергоатомиздат, 1967. – 315 с.
3. Федеральные единичные расценки на монтаж оборудования ФЕРм – 2001 – 06. Теплосиловое оборудование. М.: Госстрой России, 2003. – 94 с.
4. Государственные сметные нормативы. Федеральные Единичные расценки на монтаж оборудования. ФЕРм 81-03-ОП-2001 Общие положения. Москва :2014. – 58 с.
5. Цыганок, А. П. Проектирование тепловых электрических станций: учеб.пособие / А. П. Цыганок, С. А. Михайленко. – Красноярск :КрПИ, 1991. – 43 с.
6. Производственная инструкция по эксплуатации паровой турбины К-800-240-5*. Введ. 10.01.2010. - Распоряжением Главного инженера филиала «Берёзовская ГРЭС» ОАО «Э.ОН Россия», 2011. – 64с.
7. Производственная инструкция по эксплуатации котельного агрегата П-67*. Введ. 9.12.2009. - Распоряжением Главного инженера филиала «Берёзовская ГРЭС» ОАО «Э.ОН Россия», 2011. – 57с.
8. Ривкин С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара /С.Л.Ривкин, А.А. Александров - Москва :Энергоатомиздат, 1984 – 408 с.
- 9.Деринг И.С. Котельный агрегат : методические указания / И.С.Деринг, В.А.Дубровский, Т.И. Охорзина– Красноярск : 1997 – 52 с.
- 10.Липов Ю.М Компоновка и тепловой расчет парового котла : учеб.пособие для ВУЗов /Ю.М.Липов, Ю.Ф.Самойлов, Т.В.Виленский – Москва : Энергоатомиздат, 1988 – 208 с.

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

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой



Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

подпись

« 05 »

07

2019 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

Проект реконструкции БГРЭС - 1

тема

Руководитель


подпись, дата

03.07.19

ст. преподаватель

должность, ученая степень

Д.И. Карабарин

инициалы, фамилия

Консультант


подпись, дата

03.07.19

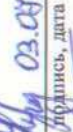
Д.Т.Н., профессор

должность, ученая степень

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

Выпускник



подпись, дата

03.07.19

И.В. Колмогоров

инициалы, фамилия

Тех. контроль


подпись, дата

03.07.19

С.А. Михайленко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер


подпись, дата

03.07.19

П.В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2019