

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

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ г.

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**  
13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

**Проект реконструкции Березовской ГРЭС**

тема

Руководитель \_\_\_\_\_ Доцент, к.т.н \_\_\_\_\_ П.В. Шишмарёв  
подпись, дата должность, ученая степень инициалы, фамилия

Выпускник \_\_\_\_\_ В.Ю. Пономаренко  
подпись, дата инициалы, фамилия

Технический контроль \_\_\_\_\_ С.А. Михайленко  
подпись, дата инициалы, фамилия

Нормоконтролер \_\_\_\_\_ П.В. Шишмарёв  
подпись, дата 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

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ г.

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

Студенту Пономаренко Вадиму Юрьевичу  
фамилия, имя, отчество

Группа ФЭ15–01Б Направление (специальность) 13.03.01  
номер группы код

Теплоэнергетика и теплотехника

наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект реконструкции  
Березовской ГРЭС

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

Руководитель ВКР П.В. Шишмарёв, доцент, к.т.н, кафедра ТЭС  
инициалы, фамилия, должность, учёная степень и место работы

Исходные данные для ВКР г. Шарыпово Берёзовская ГРЭС, электрическая  
мощность одного энергоблока 800 МВт, котлоагрегат П-67, топливо –  
Берёзовский бурый уголь

Перечень разделов ВКР Вводная часть, анализ снижения вредных выбросов,  
расчетная часть, экономическая часть.

Перечень графического материала:

Лист 1. Продольный разрез котлоагрегата П-67

Лист 2. Поперечный разрез котлоагрегата П-67

Лист 3 Чертёж горелочных устройств

Лист 4. Сводные диаграммы по выбросам

Руководитель ВКР

подпись

П.В. Шишмарёв

инициалы и фамилия

Задание принял к  
исполнению

подпись

В.Ю. Пономаренко

инициалы и фамилия

«17» июня 2019 г.

## РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект реконструкции Березовской ГРЭС» содержит 42 страницы текстового документа, 8 использованных источников, 4 листа графической части.

Ключевые слова: КОТЛОАГРЕГАТ, УХОДЯЩИЕ ДЫМОВЫЕ ГАЗЫ, ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЁТ, ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ, ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ, ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ.

Объект выпускной квалификационной работы: три котлоагрегата Пп-2650-255 под станционными номерами 1,2,3, два турбоагрегата К-800-240-5 и один турбоагрегат К-800-240-5М.

Цель работы:

– Снижение вредных выбросов на котлоагрегатах №1, №2, с учётом технологий, применённых на котлоагрегате №3.

В процессе работы было приведено экономическое обоснование реконструкции; сравнительный расчёт с заводским тепловым расчётом; расчёт горелочных устройств; рассчитаны выбросы вредных веществ в окружающую среду с учётом изменения режима котлоагрегатов; разработаны продольные и поперечные чертежи котлоагрегата П-67.

В заключении представлены выводы о проделанной работе.

Также результаты работы представлены с помощью пояснительного текста, рисунков, таблиц и чертежей.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 Основное оборудование .....	5
1.1 Котлоагрегат Пп-2650-255 .....	5
1.2 Турбина К-800-240.....	7
1.3 Принципиальная тепловая схема .....	11
2 Анализ снижения вредных выбросов.....	11
2.1 Твердые частицы.....	11
2.2 Оксиды серы .....	12
2.3 Бенз(а)пирен .....	12
2.4 Оксиды азота .....	13
2.5 Вывод анализа .....	16
3 Расчетная часть.....	17
3.1 Тепловой расчёт котельного агрегата до реконструкции.....	17
3.1.1 Расчет объемов и энтальпий продуктов сгорания и воздуха .....	17
3.1.2 Коэффициент полезного действия и потери теплоты.....	21
3.1.3 Определение расхода топлива.....	22
3.1.4 Тепловой расчет топочной камеры.....	23
3.1.5 Расчёт полурadiационных и конвективных поверхностей нагрева.....	24
3.3 Расчёт вредных выбросов котлоагрегата до реконструкции.....	28
3.3 Тепловой расчёт котельного агрегата после модернизации.....	29
3.3.1 Перерасчёт энтальпий продуктов сгорания .....	29
3.3.2 Тепловой расчет топочной камеры.....	30
3.3.3 Расчёт полурadiационных и конвективных поверхностей нагрева.....	31
3.4 Расчёт горелочных устройств.....	34
3.5 Пересчёт выброс оксидов азота.....	37
4 Экономическая часть .....	38
4.1 Расчёт капитальных вложений .....	38
4.2 Расчет экономии затрат на выплаты за выбросы в атмосферу .....	38
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	41
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	42

## **ВВЕДЕНИЕ**

Березовская ГРЭС - одно из крупнейших энергетических предприятий юга Красноярского края, являющееся также градообразующим предприятием, налоговые отчисления которого в районный бюджет составляют основную статью прибыли района. Располагаемая мощность ГРЭС-2400 МВт (три энергоблока по 800 МВт каждый). Основное оборудование спроектировано для работы на бурых углях разреза "Березовский" Канско-Ачинского угольного бассейна. Первый энергоблок находится в эксплуатации с 1987, второй - с 1991, третий с 2015 года.

На сегодняшний день Березовская ГРЭС - это динамично развивающееся предприятие, расположенное в 250 км от Красноярска, по соседству с Березовским угольным разрезом. ГРЭС – основной потребитель Березовского угля связана с разрезом открытым 14-километровым угольным конвейером производительностью около 4400 т/ч, аналогов которому нет в России. Затраты на транспорт топлива минимальны. Это снижает его стоимость и себестоимость электрической энергии и обеспечивает высокую конкурентоспособность Березовской ГРЭС на рынке.

В виду того, что в 2015 году был смонтирован третий энергоблок на Берёзовской ГРЭС с применением новых технологических решений с изменением системы пылеприготовления, горелочных устройств и других различных решений. Благодаря этому удалось снизить количество выбросов вредных веществ в атмосферу.

Так как последние годы характеризуются ужесточением экологической безопасности по всему миру, а Березовская ГРЭС достаточно крупное энергетическое предприятие, которое должно идти в ногу со временем и предотвращать возможность получения штрафных санкций.

Целью реконструкции является снижение выбросов вредных веществ с котлоагрегатов №1 и №2 с минимальными капитальными вложениями, с последующим анализом и нахождением решения предоставленной задачи.

## 1 Основное оборудование

### 1.1 Котлоагрегат Пп-2650-255

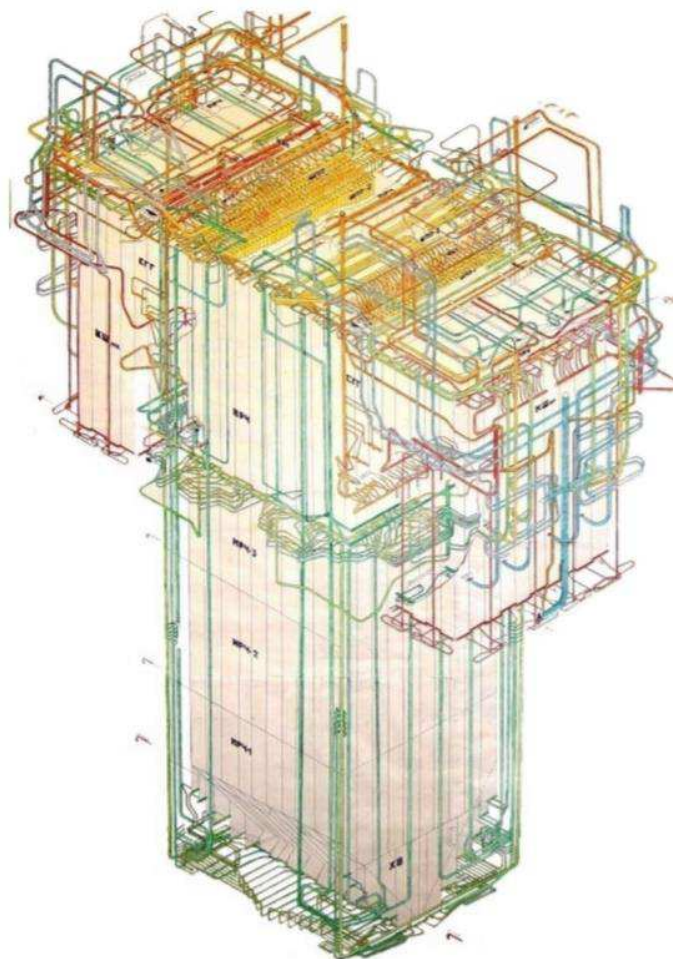


Рисунок 1 - Котлоагрегат Пп-2650-255(П-67)

Котел Пп-2650-255 (П-67М) имеет Т-образную компоновку, однокорпусный. Стены выполнены из цельносварных газо-плотных панелей. Каркасы котла и здания совмещены, а все поверхности нагрева, кроме трубчатого воздухоподогревателя (ТВП), подвешены к каркасу.

Была принята однокамерная призматическая топка высотой от середины холодной воронки до ширм 67 м, а до потолочных экранов – 83,5 м. Живое сечение квадратной топки 23,08×23,08 м, отметка верха каркаса 118 м. Тепловые напряжения в топке приняты не высокими:  $q_v = 58,3 \text{ кВт/м}^3$ , поперечного сечения топки  $q_F = 3,86 \text{ МВт/м}^2$ . Размол Березовского угля осуществляется мельницами вентиляторами единичной производительности 70 т/ч, количество мельниц восемь, одна из них резервная. Топка имеет 32 тангенциальные горелки

прямоточного вдувания, установленных в четыре яруса по высоте. Подсушка топлива осуществляется газами температурой 680 °С.

От питательных насосов среда разделяется на два потока. Для увеличения массовых скоростей среды в нижней радиационной части (НРЧ) экранные поверхности разделены на два последовательных хода. В первый ход (НРЧ-1) идет 45,3 % расхода жидкости, остальные 54,7 % идут через байпас. Через НРЧ-2 идут все 100 % расхода среды. Таким образом, как в первом, так и во втором ходе НРЧ 2 массовые скорости одинаковы и составляют 1650 кг/(м<sup>2</sup>·с). Для того, чтобы при низких нагрузках имелась возможность дополнительного увеличения массовых скоростей в НРЧ, используется линия естественной циркуляции среды.

Вторичный пар из ЦВД проходит вторичные перегреватели – конвективный и ширмовый, направляется в ЦСД.

Экономайзер котла изготовлен из углеродистых труб. Ширмы третьей ступени, выходной участок конвективного перегревателя высокого давления и ширмы промперегревателя выполнены из аустенитной стали 12Х18Н12Т, остальные поверхности – из перлитной стали 12Х1МФ.

Таблица 1 – Краткая характеристика котлоагрегата

Наименование	Величина
Паропроизводительность по первичному пару, т/ч	2650
Давление воды на входе в водяной экономайзер (В.Э), МПа	31,5
Температура воды на входе в В.Э., °С	274
Давление пара на выходе из пароперегревателя тракта СКД, МПа	26
Давление пара в собирающем коллекторе в районе пускового впрыска № 1 тракта СКД, МПа	25,5
Расход пара промежуточного перегрева, т/ч	2186
Давление на входе в промперегреватель, МПа	3,8
Температура пара на входе в промперегреватель, °С	286
Давление пара на выходе из промперегревателя, МПа	3,75
Температура перегретого пара на выходе из промперегревателя, °С	545
Температура уходящих газов за ТВП, °С	166



Окончание таблицы 1

Наименование	Величина
Температура горячего воздуха за ТВП, °С	322
Коэффициент избытка воздуха в топке	1,2
Емкость пароводяного тракта до встроенной задвижки (ВЗ), м <sup>3</sup>	400
Емкость пароводяного тракта после ВЗ, м <sup>3</sup>	220
Емкость тракта промперегрева, м <sup>3</sup>	700
Топливо – Березовские бурые угли с теплотворной способностью, кДж/кг	15707
Растопочное топливо– мазут с теплотворной способностью, кДж/кг	40743

## 1.2 Турбина К-800-240

Начальные параметры пара:  $P_0 = 23,54$  МПа,  $t_0 = 540$  °С, промперегрев пара производится при  $P_{\text{пр}} = 3,41$  МПа до  $t_{\text{пр}} = 540$  °С. Расчетная величина конечного давления  $P_k = 0,00343$  МПа при  $t_{1в} = 12$  °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. Между роторами все соединительные муфты выполнены жёсткими. Упорный подшипник располагается между ЦВД и 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.

С каждой турбиной устанавливается бойлерная группа тепловой производительностью 140 Гкал/ч для подогрева сетевой воды без снижения электрической мощности ниже номинальной величины.

Таблица 2 – Основные сведения о турбине К – 800 – 240 – 5

Наименование	Величина
Номинальная мощность, МВт	800
Температура свежего пара перед стопорными клапанами, °С	540
Абсолютное давление свежего пара перед стопорными клапанами, МПа	23,54
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	0,00343
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
Число ступеней ЦВД внутренний корпус, шт.	6
Число ступеней ЦВД наружный корпус, шт.	6
Число ступеней ЦСД внутреннего корпуса, шт.	3*2
Число ступеней ЦСД наружного корпуса, шт.	6*2
Число ступеней ЦНД, шт.	5*6
Число конденсаторов, шт.	2
Число выхлопов в конденсаторы, шт.	6

## Окончание таблицы 2

Наименование	Величина
Длина лопатки последней ступени, мм	960
Ротор генератора (РГ)	715
Ротор среднего давления (РСД)	1670
Ротор низкого давления (РНД-2)	1723
РНД-3	1790
Ротор высокого давления (РВД)	1900
РНД-1	1915
РГ	2130
РНД-1	3716
РНД-2	3716
Максимальное давление пара в камере регулирующей ступени, МПа	18
Максимальный перепад на ЦНД, МПа	0,315

Таблица 3 – Краткая характеристика отборов турбины

№ отбора	Параметры пара в камере отбора		Потребитель
	Абсолютное давление, МПа	Температура, °С	
1	6,06	349	ПВД-1
2	3,77	289	ПВД-2
3	1,63	440	ПВД-3
			ПТН
4	1,069	386	Деаэратор
5	0,6	310	ПНД-4
6	0,28	231	ПНД-5
7	0,113	148	ПНД-6
8	0,021	60	ПНД-7

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  $271^{\circ}\text{C}$ , отбираемым из промежуточных ступеней турбины. В её состав входит следующее 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 деаэрата 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 аккумулятора.

В схеме предусмотрена установка по подогреву сетевой воды. Для подогрева сетевой воды используется пар из пятого 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 составляет  $150^{\circ}\text{C}$ , температура за нижней

степенью сетевой установки равна  $125^{\circ}\text{C}$ , а температура обратной сетевой воды  $70^{\circ}\text{C}$ .

### 1.3 Принципиальная тепловая схема

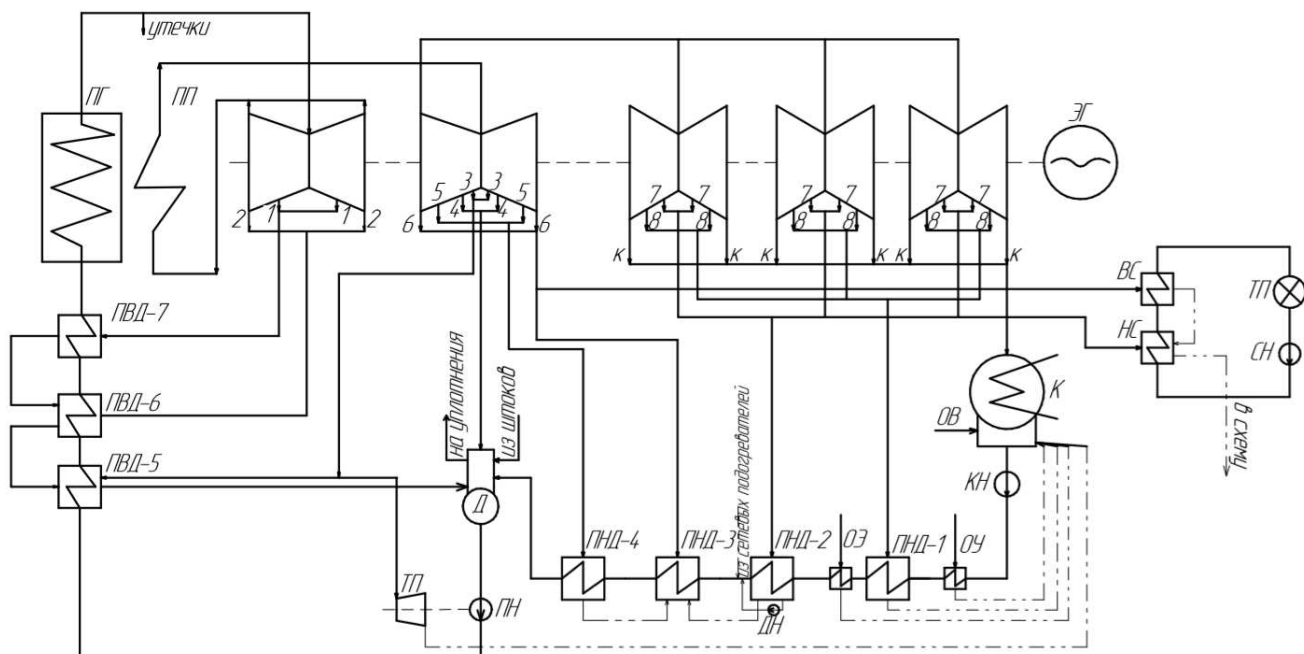


Рисунок 2 - Принципиальная тепловая схема турбины К-800-240

## 2 Анализ снижения вредных выбросов

Анализ снижения вредных выбросов производится согласно учебному пособию [1]. Целью анализа является выявить какие параметры возможно изменить, без значительных капиталовложений, для того, чтобы приблизиться к нормам выброса котлоагрегата №3.

### 2.1 Твердые частицы

Твердые частицы, присутствующие в дымовых газах, представляют собой совокупность летучей золы и несгоревшего в топке топлива (кокса). Нахождение твёрдых частиц зависит от таких параметров как: удельная теплоёмкость, натуральный расход топлива, зольности, доли золы, уносимой газами из котла и потерь тепла от механической неполноты сгорания топлива. С учётом того, что все эти перечисленные параметры являются входными и их нельзя заменить, кроме натурального расхода топлива.

Выбросы золы, г/с:

$$M_z = 10 \cdot B \left( a_{\text{ун}} \cdot A^p + q_{\text{мех}} \cdot \frac{Q_{\text{н}}^p}{32,7} \right) (1 - \eta_{\text{зу}}) \quad (1)$$

где  $B$  – расход топлива, кг/с;

$A^p$  – зольность на рабочую массу, %;

$q_{\text{мех}}$  – потери от механического недожога, %;

$Q_{\text{н}}^p$  – низшая теплотворная способность топлива, МДж/кг;

$a_{\text{ун}}$  – количество золы в уносе, %;

$\eta_{\text{зу}}$  – КПД золоуловителя.

## 2.2 Оксиды серы

Оксид и диоксид углерода образуются при сгорании любого вида промышленного топлива. Суммарное количество образовавшихся при сжигании сернистых топлив оксидов серы принято определять в пересчете на диоксид серы. Расчёт массового выброса оксидов серы зависит от натурального расхода топлива, содержания серы в топливе и различных долей, улавливаемых в разных установках. Из-за чего можно сделать, что данный параметр так же зависит от расхода натурального топлива и параметров золоуловителя и сероочистки.

Выбросы оксидов серы, г/с:

$$M_{SO_2} = 20 \cdot S^p \cdot B (1 - \eta') (1 - \eta'') \quad (2)$$

где  $S^p$  - содержание серы на рабочую массу, %;

$\eta'$  - коэффициент, характеризующий долю оксидов серы, связанных летучей золой, принимаем 0,75;

$\eta''$  - доля оксидов серы, улавливаемая в золоуловителе.

## 2.3 Бенз(а)пирен

Бензапирен – один из самых токсичных продуктов сгорания. В газовом тракте котла бензапирен в зависимости от температуры может находиться газообразном, жидком или твёрдом состояниях. Рассчитывается исходя из

конструкции нижней части топки, удельной теплоты сгорания и фактической нагрузки котла. Определение содержания Б(а)П производится путём инструментальных замеров.

## 2.4 Оксиды азота

Оксиды азота образуются при окислении азотосодержащих веществ, присутствующих в топливе в зоне факела. Во всех существующих методиках расчёт суммарного выброса оксидов азота по сложившейся традиции ведут в пересчёте на диоксид азота. Так же в существующих методиках учитывается производительность, вид сжигаемого топлива и конструктивных условий котлоагрегата.

Так же при расчёте оксидов азота присутствуют зависимости от коэффициента избытка воздуха в горелках, доли первичного воздуха, рециркуляции дымовых газов, температуры на выходе из топки и отношению вторичного воздуха к первичному. Ввиду чего, ниже были построены графики зависимостей от этих величин.

Выбросы оксидов азота, г/с:

Суммарный удельный выброс оксидов азота, г/МДж:

$$k_{NO_x} = k_{NO_x}^{ТОП} + k_{NO_x}^{ВОЗД} \quad (3)$$

где  $k_{NO_x}^{ТОП}$  – топливные оксиды азота, г/МДж;

$k_{NO_x}^{ВОЗД}$  – воздушные оксиды азота, г/МДж.

Топливные оксиды азота, г/МДж:

$$k_{NO_x}^{ТОП} = 0,7 \cdot N_T \cdot \beta_{\alpha r} \cdot \beta_{\alpha 1} \cdot \beta_R \cdot \beta_{\theta} \cdot \beta_{cm}, \quad (4)$$

$$N_T = 10 \frac{N^P}{Q_H^P} \quad (5)$$

Влияние коэффициента избытка воздуха в прямоточной горелке:

$$\beta_{\alpha r} = (0,53 \cdot \alpha_r + 0,15)^2 \quad (6)$$

где  $\alpha_r = 0,9-1,3$  – коэффициент избытка воздуха в прямоточной горелке.

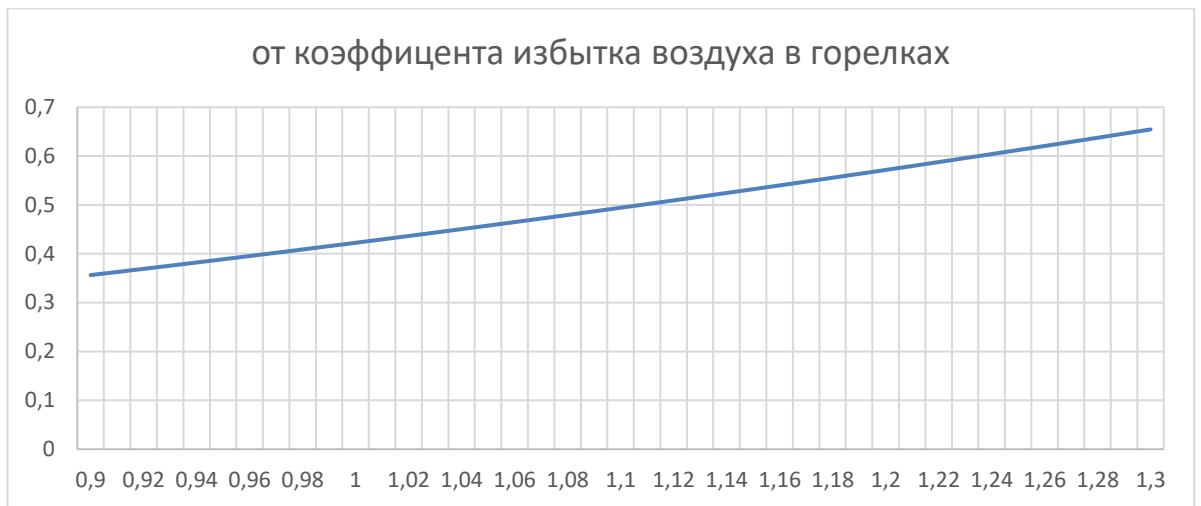


Рисунок 3 – Зависимость оксидов азота от коэффициента избытка воздуха в горелках

Влияние доли первичного воздуха в горелке:

$$\beta_{\alpha_1} = 1,73 \cdot \alpha_1 + 0,48 \quad (7)$$

где  $\alpha_1 = 0,15-0,55$  – доля первичного воздуха в горелке.

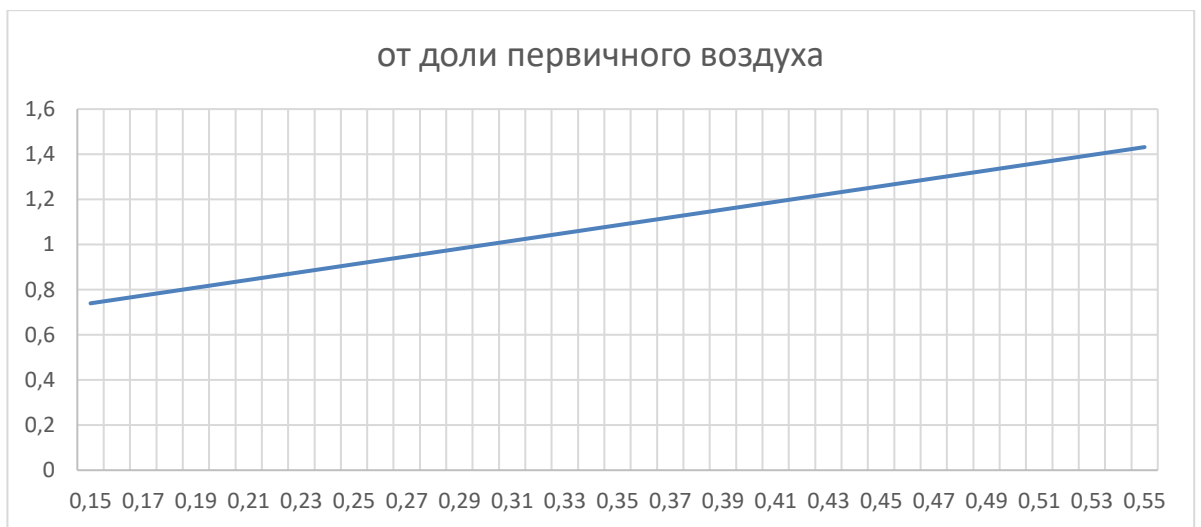


Рисунок 4 – Зависимость оксидов азота от доли первичного воздуха

Влияние рециркуляции дымовых газов в первичный воздух:

$$\beta_R = 1 - 0,016\sqrt{R} \quad (8)$$

где  $r = 0-30\%$  – доля рециркуляции газов в первичного воздух в горелке.



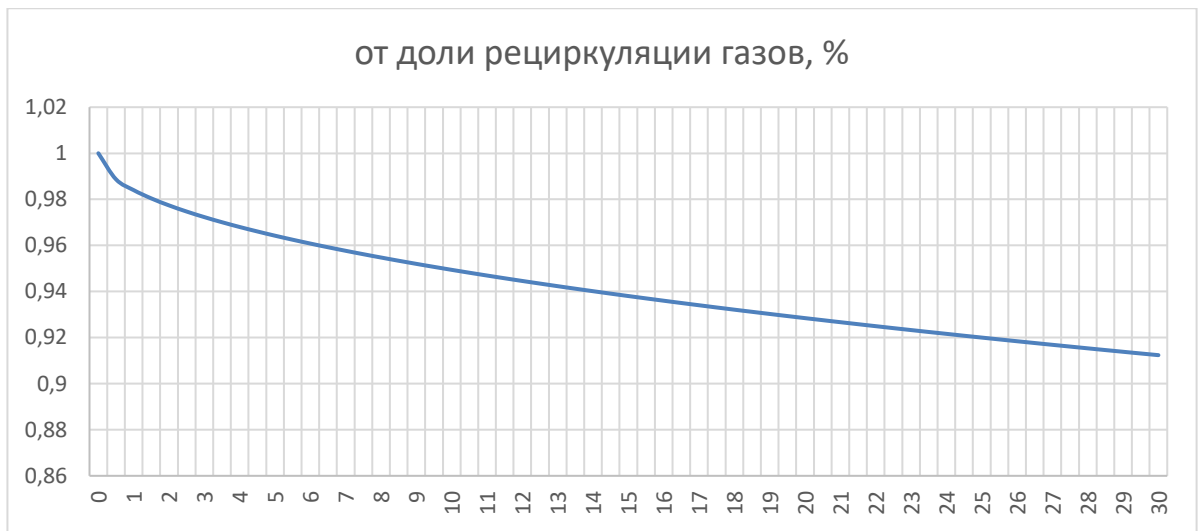


Рисунок 5 – Зависимость оксидов азота от доли рециркуляции газов

Влияние максимальной температуры на участке образования топливных оксидов:

$$\beta_{\theta} = 0,11\sqrt[3]{T_{\text{ар}} - 1100} \quad (9)$$

где  $T_{\text{ар}} = 1250-2050 \text{ К}$  – температура в зоне активного горения.

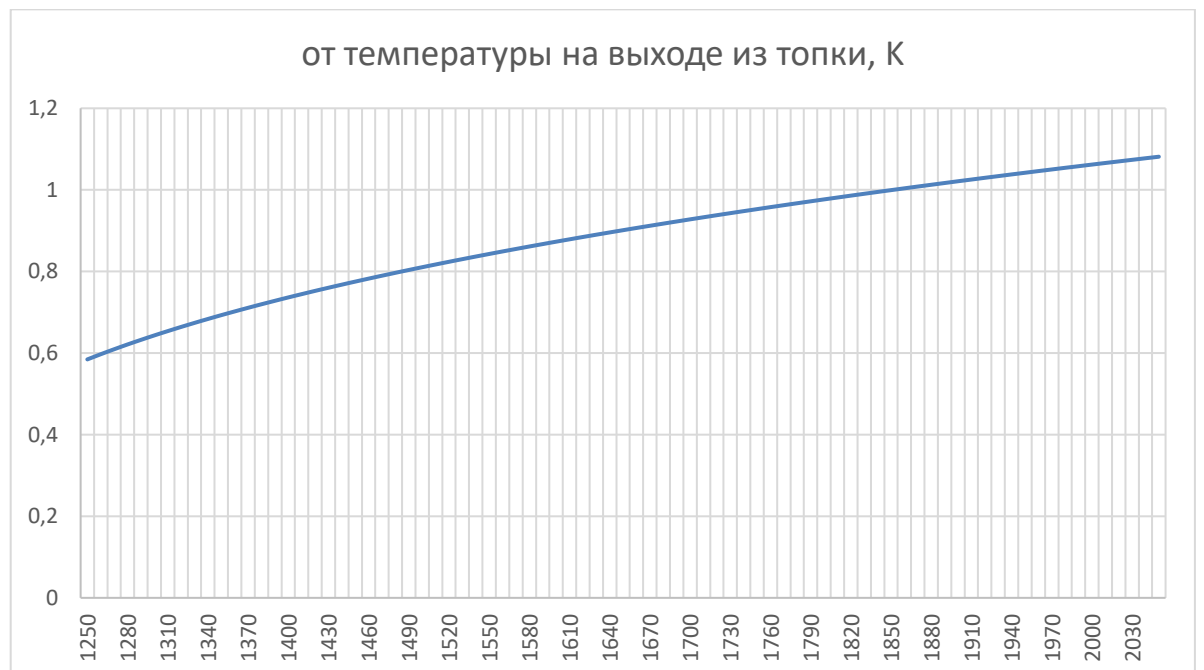


Рисунок 6 – Зависимость оксидов азота от температуры на выходе из топки

Влияние смесеобразования в корне факела прямооточных горелок:

$$\beta_{\text{см}} = 0,98 \frac{W_2}{W_1} - 0,47 \quad (10)$$

где  $\frac{W_2}{W_1} = 1,4-4$  – отношение скоростей вторичного к первичному воздуху.

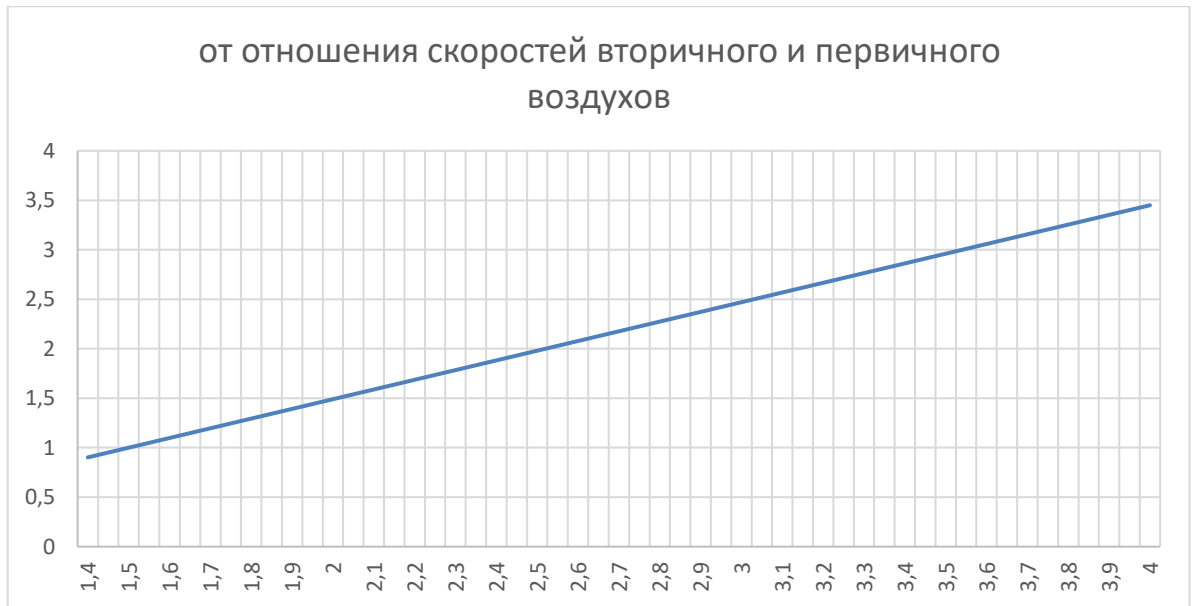


Рисунок 7 – Зависимость оксидов азота от отношения скоростей вторичного и первичного воздухов

$$k_{NO_x}^{возд} = \frac{1,54 \cdot 10^{16}}{\sqrt{T''_{ар}}} \sqrt{\frac{\alpha''_{ар} - 1}{\alpha''_{ар}}} \cdot \exp\left(\frac{-67000}{T''_{ар}}\right) \quad (11)$$

Для расчета воздушных оксиды азота, необходимо найти коэффициент избытка воздуха в зоне активного горения:

$$\alpha''_{ар} = \alpha_T + 0,5\Delta\alpha_T \quad (12)$$

Суммарный удельный выброс оксидов азота, г/МДж:

$$m_{NO_x} = k_{NO_x} \cdot Q_H^p \quad (13)$$

$$m_{NO_2} = 0,8 \cdot m_{NO_x} \quad (14)$$

$$m_{NO} = 0,13 \cdot m_{NO_x} \quad (15)$$

$$M_{NO_x} = m_{NO_x} \cdot B \cdot (1 - \eta) \quad (16)$$

## 2.5 Вывод анализа

Проведя анализ расчётов вредных выбросов, можно получить вывод о том, что при изменении режима котла, возможно снизить только выбросы оксидов азота с изменением доли рециркуляции газов и отношения скоростей вторичного и первичного воздухов.

### 3 Расчетная часть

#### 3.1 Тепловой расчёт котельного агрегата до реконструкции

Расчет производится на проектный Берёзовский уголь марки 2Б и на номинальные параметры. Целью расчёта является верификация поверочного расчета и сравнение с заводским расчётом, предоставленного Берёзовской ГРЭС. Затем на основе этого расчета, произвести расчет котла с изменением рециркуляции газов и отношение первичного и вторичного воздушов.

Расчетные характеристики заданного топлива приведены в таблице 4.

Таблица 4 - Теплотехнические характеристики топлива

Бассейн, месторождение	Марка топлива	Состав рабочей массы топлива, %							Выход летучих $V^p$ , %	Теплота сгорания $Q_n^p$ , МДж/кг	Коэффициент размоловоспособности, $k_{ло}$	Температурные характеристики золы, °С		
		$W^p$	$A^p$	$S^p$	$C^p$	$H^p$	$N^p$	$O^p$				$t_1$	$t_2$	$t_3$
Березовское	2Б	33	4,7	0,2	44,2	3,1	0,4	14,4	48	15,66	1,3	1270	1290	1310

##### 3.1.1 Расчет объемов и энтальпий продуктов сгорания и воздуха

Объемы теоретического количества воздуха и продуктов сгорания при  $\alpha = 1$ .

Теоретический объем воздуха  $V_B^0$ , м<sup>3</sup>/кг, необходимый для сжигания 1 кг твердого топлива (при  $\alpha = 1$ ), определяется по формуле

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (C^p + 0,375S^p) + 0,265H^p - 0,0333O^p, \quad (17)$$

где  $C^p$ - количество углерода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 4);

$S^p$ - количество серы на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 4);

$H^p$ - количество водорода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 4);

$O^p$ - количество кислорода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 4).

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (44,2 + 0,375 \cdot 0,2) + 0,265 \cdot 3,1 - 0,0333 \cdot 14,4 = 4,278 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем азота, м<sup>3</sup>/кг, определяется по формуле

$$V_{N_2}^0 = 0,7 \cdot 9V_B^0 + 0,8 \frac{N^p}{100}, \quad (18)$$

где  $N^p$ - количество азота на рабочую массу топлива, %.

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 4,278 + 0,8 \frac{0,4}{100} = 3,383 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем трехатомных газов, м<sup>3</sup>/кг, определяется по формуле

$$V_{RO_2} = 1,866 \frac{C^p + 0,375S^p}{100}, \quad (19)$$

$$V_{RO_2} = 1,866 \frac{44,2 + 0,375 \cdot 0,2}{100} = 0,826 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретический объем водяных паров, м<sup>3</sup>/кг, определяется по формуле

$$V_{H_2O}^0 = 1,15 \cdot (0,111N^p + 0,0124W^p + 0,0161V_B^0) \quad (20)$$

где  $W^p$ - влажность на рабочую массу топлива (см. табл. 1); коэффициент 1,1 учитывает рециркуляцию газов.

$$V_{H_2O}^0 = 1,1 \cdot (0,111 \cdot 3,1 + 0,0124 \cdot 33 + 0,0161 \cdot 4,278) = 0,822 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем дымовых газов, м<sup>3</sup>/кг, определяется по формуле

$$V_{\Gamma}^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0, \quad (21)$$

$$V_{\Gamma}^0 = 0,826 + 3,383 + 0,822 = 5,031 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем дымовых газов, их масса, концентрация золовых частиц и объемная доля трехатомных газов на различных участках газохода с учетом рециркуляции дымовых газов 25% представлены в таблице 5.

Таблица 5 - Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Название величины и обозначение	Газоход							
	Топочная камера	ШПП2	ШПП3	ШПП1	КПП	КВП	ВЭК	ТВП
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева $\alpha'' = \alpha_T + \sum \alpha_i$	1,200	1,208	1,216	1,224	1,232	1,246	1,253	1,273
Полный объем газов, м <sup>3</sup> /кг, $V_T = 1,1 \cdot [V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^{PC} + (\alpha_{cp} - 1)V_B^0]$	5,898	5,915	5,949	5,983	6,017	6,064	6,109	6,353
Объемная доля трехатомных газов $r_{RO_2} = 1,1(V_{RO_2}/V_T)$	0,140	0,140	0,139	0,138	0,137	0,136	0,135	0,130
Объемная доля водяных паров $r_{H_2O} = V_{H_2O}/V_T$	0,141	0,141	0,140	0,139	0,138	0,137	0,136	0,131
Суммарная объемная доля $r_T = r_{H_2O} + r_{RO_2}$	0,281	0,280	0,279	0,277	0,274	0,274	0,272	0,261
Концентрация золовых частиц, кг/м <sup>3</sup> $\mu_{зл} = A^p a_{зл}/100V_T$	0,00737	0,00737	0,00737	0,00738	0,00739	0,00739	0,00740	0,00744

Энтальпия теоретического объема воздуха, кДж/кг, при расчетной температуре  $\vartheta$ , °С, определяется по формуле

$$H_B^0 = V_B^0 c_B \vartheta, \quad (22)$$

где  $c_B$ - теплоемкость воздуха при постоянном давлении, кДж/(м<sup>3</sup>·К).

Энтальпия теоретического объема продуктов сгорания, кДж/кг, при расчетной температуре  $\vartheta$ , °С, определяется по следующему выражению

$$H_T^0 = (V_{RO_2} c_{RO_2} + V_{H_2O}^0 c_{H_2O} + V_{N_2}^0 c_{N_2}) \vartheta, \quad (23)$$

где  $c_{RO_2}, c_{H_2O}, c_{N_2}$  - теплоемкости соответственно трехатомных газов, водяных паров и азота при постоянном давлении, кДж/(м<sup>3</sup>·К).

Энтальпия продуктов сгорания при избытке воздуха  $\alpha > 1$  определяется по формуле

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1)H_{\text{B}}^0 + 10\% \cdot H_{\Gamma}^{\text{ПЦ}}, \quad (24)$$

где  $H_{\Gamma}^{\text{ПЦ}}$  - энтальпия газов рециркуляции, значения заданы из заводского расчета к/а, кДж/кг;

$\alpha$  - коэффициент избытка воздуха за соответствующей поверхностью нагрева.

Полученные значения энтальпий при различных температурах представлены в таблице 6.

Таблица 6 - Энтальпии продуктов сгорания, кДж/кг

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$H_{\Gamma}^0$ ( $\alpha=1$ )	$H_{\text{B}}^0$ ( $\beta_{\text{B}}=1$ )	$H_{\Gamma}^{\text{ПЦ}}$	$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1)H_{\text{B}}^0 + 25\% \cdot H_{\Gamma}^{\text{ПЦ}}$									
				Топочная камера	ШПП2	ШПП3	ШПП1	ШВП	КПП	КВП	ВЭК	ТВП	
100	695	565	403										950
200	1390	1129	508									1693	1716
300	2085	1694	633							2560	2572	2606	
400	2780	2258	742						3490	3506	3522	3569	
500	3475	2823	1170					4403	4423	4444	4464	2523	
600	4170	3388	1408					5356	5381	5405			
700	4866	3952	1980		6232	6266	6299	6333	6362				
800	5561	4517	2636		7215	7253	7292	7331					
900	6256	5081	3592	8170	8214	8258	8302	8346					
1000	6951	5646	4404	9181	9230	9280	9329						
1100	7646	6211	5312	10216	10271	10326	10381						
1200	8341	6775	6204	11247									
1300	9036	7340	7184	12300									
1400	9731	7905	8196	13361									
1500	10426	8469	9248	14432									
1600	11121	9034	10332	15511									
1700	11816	9598	11460	16601									

### 3.1.2 Коэффициент полезного действия и потери теплоты.

Коэффициент полезного действия, %, реконструируемого парового котла определяем методом обратного баланса:

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \quad (25)$$

где  $q_2$ - потеря теплоты с уходящими газами, %;

$q_3$ - потеря теплоты с химическим недожогом, %.  $q_3 = 0$ ;

$q_4$  - потеря теплоты с механическим недожогом принята заводскому тепловому расчету, %.  $q_4 = 0,5$ ;

$q_5$ - потеря теплоты в окружающую среду, %;

$q_6$ - потеря теплоты с физическим теплом шлака, %.

Потеря теплоты с уходящими газами  $q_2$ , %, зависит от температуры уходящих газов и избытка воздуха продуктов сгорания, покидающих котел, и определяется по следующей формуле

$$q_2 = \frac{(H_{\text{yx}} - \alpha_{\text{yx}} H_{\text{xb}}^0)(100 - q_4)}{Q_{\text{p}}^{\text{p}}}, \quad (26)$$

где  $H_{\text{yx}}$ - энтальпия уходящих газов, кДж/кг, определяется методом линейной интерполяции по таблице 4 при температуре уходящих газов  $\vartheta_{\text{yx}} = 176^\circ\text{C}$ .  $H_{\text{yx}} = 1532,16$ ;

$H_{\text{xb}}^0$ - энтальпия холодного воздуха, кДж/кг, определяется по таблице 4 при температуре холодного воздуха  $t_{\text{xb}} = 30^\circ\text{C}$ .  $H_{\text{xb}}^0 = 167,272$ ;

$Q_{\text{p}}^{\text{p}}$  - располагаемая теплота сжигаемого топлива, кДж/кг. В расчете принимаем равной  $Q_{\text{H}}^{\text{p}}$  (см. таблицу 1).

$$q_2 = \frac{(1532,16 - 1,35 \cdot 167,272) \cdot (100 - 0,5)}{15,660} = 8,281 \text{ \%}.$$

Потеря тепла в окружающую среду  $q_5$ , %, определяется следующим образом:

$$q_5 = \frac{(60/D_{\text{НОМ}})^{0,5}}{\lg D_{\text{НОМ}}}, \quad (27)$$

где  $D_{\text{НОМ}}$  - паропроизводительность котельного агрегата, кг/с.  $D_{\text{НОМ}} = 736,111$ ;

$$q_5 = \frac{(60/736,111)^{0,5}}{\lg 736,111} = 0,2\%.$$

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

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}} A^p (ct)_{\text{шл}}}{Q_p^p}, \quad (28)$$

где  $a_{\text{шл}}$  - доля шлакоулавливания в топочной камере.  $a_{\text{шл}} = 0,05$ ;

$(ct)_{\text{шл}}$  - энтальпия шлака, кДж/кг.  $(ct)_{\text{шл}} = 560$ .

$Q_p^p$  - располагаемое тепло на 1 кг топлива, кДж/кг, находится как:

$$Q_p^p = Q_H^p + c_{\text{топл}} \cdot t_{\text{хв}}, \quad (29)$$

где  $c_{\text{топл}}$  - теплоемкость рабочего топлива при температуре  $t_{\text{хв}} = 30^\circ$ , кДж/кг.

$c_{\text{топл}} = 2,111$ ; принято согласно нормативному методу [3] для бурых углей.

$$Q_p^p = 15660 + 2,111 \cdot 30 = 15723,33$$

$$q_6 = \frac{0,05 \cdot 4,7 \cdot 560}{15723,33} = 0,0064$$

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = 100 - (8,281 + 0 + 0,5 + 0,2 + 0,0064) = 91,012\%.$$

### 3.1.3 Определение расхода топлива

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:

$$B = \frac{D_{\text{пе}} * (i_0 - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{пп}} * (i''_{\text{пп}} - i'_{\text{пп}})}{Q_p^H * \eta_{\text{ка}}}, \quad (30)$$

где  $h_{\text{пе}}$  - энтальпия перегретого пара, кДж/кг.  $h_{\text{пе}} = 3487,54$ ;



$\bar{t}_{\text{пв}}$  - энтальпия питательной воды, кДж/кг.  $\bar{t}_{\text{пв}} = 993,864$ ;

$$B = \frac{736,111 \cdot (3334,92 - 1133,996) + 570,748 \cdot (3550 - 2853,495)}{15660 \cdot 0,91012} = 135,798 \text{ кг/с.}$$

Расчетный расход топлива  $B_p$ , кг/с, определяется по следующему выражению

$$B_p = B(1 - 0,01q_4), \quad (31)$$

$$B_p = 135,798 (1 - 0,01 \cdot 0,5) = 135,12 \text{ кг/с.}$$

### 3.1.4 Тепловой расчет топочной камеры

При расчёте теплообмена в топочной камере является определение тепловосприятия экранов топки  $Q_{\text{л}}$  и температуры газов на выходе из неё  $v_T''$ . При этом должны быть известны конструктивные данные топочной камеры, которые определяется по заводскому чертежу.

Основные конструктивные размеры топки представлены в таблице 7.

Таблица 7 – Основные конструктивные размеры топки

Наименование	Значение
Ширина топки $b_T$ , м	23,08
Глубина топки $a_T$ , м	23,08
Высота расположения горелочных устройств $h_r$ , м принято согласно заводскому тепловому расчету	24,738
Высота топки $h_T$ , м	75,25

Полная площадь поверхности стен топки  $F_{\text{ст}}$ , определяется из заводских чертежей:

$$F_{\text{ст}} = 7473,772 \text{ м}^2 \quad (32)$$

Объем топочной камеры, также определяется из заводских чертежей:

$$V_T = 34670 \text{ м}^3 \quad (33)$$

Далее тепловой расчет приведен в таблице 8, который был выполнен следующим образом – имея данные заводского расчета котельного агрегата был выполнен поверочный расчет топочной камеры и основных поверхностей нагрева. Задача данного расчета была в написании правильного алгоритма и совпадение полученных результатов с заводскими. Расчет выполнен в соответствии с нормативным методом [3]. Полученные данные представлены в таблице 8.

Таблица 8 – Данные теплового расчета топочной камеры

Наименование	Значение
Теплонапряжение объема $q_V$ , кВт/м <sup>3</sup>	59,55
Толщина излучающего слоя $s_T$ , м	16,7
Темп-ры газов на выходе из топки $\vartheta_T''$ , °С	1126
Теплота горячего воздуха $Q_B$ , кДж/кг	1941,378
Тепловыделение в топочной камере $Q_T$ , кДж/кг	17439
Коэффициент поглощения лучей газами $k_T$	0,48
Коэффициент поглощения лучей золой $k_{зл}$	51,664
Критерий Бугера $Bi$	1,576
Эффект. значение критерия Бугера $Bi\tilde{}$	0,794
Степень черноты факела $a_\phi$	0,656
Среднее значение тепловой эффективности $\psi_{cp}$	0,45
Степень черноты топочной камеры $a_T$	0,835
Среднюю суммарную теплоемкость продуктов сгорания $(Vc)_{cp}$ , кДж/кг · °С	10,686
Уточняем температуру газов на выходе из топочной камеры $\vartheta_T''$ , °С	1126
Энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе из топки $H_T''$ , кДж/кг	10484
Количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхностям топки $Q_L$ , кДж/кг	6940
Среднее тепловое напряжение экранов топки $q_L$ , кВт/м <sup>2</sup>	124,8

### 3.1.5 Расчёт полурadiaционных и конвективных поверхностей нагрева

В результате поверочного расчета полурadiaционных и конвективных поверхностей нагрева определяется их тепловосприятие, значение температуры газов за поверхностями и температуры пара на выходе из них.

В основу поверочного расчёта положена методика последовательного приближения температуры газов на выходе из поверхности, обеспечивающей равенство между количеством тепла отданного пароперегревателю от проходящих газов и количеством тепла переданного в процессе теплопередачи через поверхность нагрева.

Проверка правильности распределения тепловосприятий осуществляется сведением теплового баланса.

Результаты расчета ширмовых поверхностей нагрева представлены в таблице 9, конвективных – в таблице 10.

Таблица 9 – Результаты теплового расчета ширмовых поверхностей нагрева

Наименование	Обозначение	ШПП2	ШПП3	ШПП1	ШВП
<i>Конструктивные характеристики</i>					
Тип пучка		коридор.	коридор.	коридор.	коридор.
Характер пучка		прямоток	прямоток	прямоток	прямоток
Материал		12X1МФ	12X18Н10	12X1МФ	12X1МФ
Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	$F$	3960	3670	3960	5630
Наружный диаметр трубы, мм	$d_n$	32	32	32	57
Толщина стенки трубы, мм	$\delta$	6	6	6	4
Живые сечения для прохода:					
Греющей среды, м <sup>2</sup>	$f_r$	810	810	711	453
Обогреваемой среды, м	$f_n$	0,406	0,547	0,43	1,991
Поперечный шаг, мм	$S_1$	576	576	576	447
Продольный шаг, мм	$S_2$	48	38	38	63
Длина трубы	$l$	32	24,3	21,7	31,3
К-ент тепл. эффективности	$\psi$	0,41	0,68	0,61	0,6
Перепад давления, кгс/см <sup>2</sup>	$\Delta p$	-3	-2,4	-6	-0,43
<i>Параметры греющего теплоносителя</i>					
Эф. толщина излуч. слоя, м	$S$	0,767	0,767	0,751	0,692
Степень черноты потока	$a$	0,22	0,227	0,235	0,236
Линейная скорость, м/с	$\omega_r$	4,8	4,57	4,9	7,4
Тепловосприятие					
По балансу, кДж/кг	$Q_6$	888	885	613	767

Окончание таблицы 9

Наименование	Обозначение	ШПП2	ШПП3	ШПП1	ШВП
Из топки, кДж/кг	$Q_d$	369	92,3	385	99
Энтальпия					
На входе, кДж/кг	$H'$	10484	9605	8616	8201
На выходе, кДж/кг	$H''$	9604	8718	8201	7433
Температура					
На входе, °С	$\theta'$	1126	1036	940	890
На выходе, °С	$\theta''$	1036	945	880	836
<i>Параметры обогреваемой среды</i>					
Линейная скорость	$\omega_{п}$	17,5	12,9	11,2	29,3
Энтальпия					
На входе, кДж/кг	$h'$	2776	3008	2616	3574
На выходе, кДж/кг	$h''$	3008	3187	2799	3382
Температура					
На входе, °С	$t'$	432	470	417	469
На выходе, °С	$t''$	470	512	432	545
<i>Теплопередача</i>					
Теплоотдача:					
Конвекцией, Вт/ (м <sup>2</sup> °С)	$a_k$	58,58	43,2	44,1	42,24
излучением, Вт/ (м <sup>2</sup> °С)	$a_l$	64,58	72,2	57	55,42
От газов к стенке трубы, Вт/ (м <sup>2</sup> °С)	$a_1$	117,17	114,7	103	100,5
От стенки к рабочей среде, Вт/ (м <sup>2</sup> °С)	$a_2$	11363	6640	13355	11288
Коэффициент теплопередачи, Вт/ (м <sup>2</sup> °С)	$K$	48	60	53	55,12
Температурный напор, °С	$\Delta t$	630	500	495	340

Таблица 10 – Результаты теплового расчета конвективных поверхностей нагрева

Наименование	Обозначение	КПП	КВП	ВЭК	ТВП
<i>Конструктивные характеристики</i>					
Тип пучка		шахматный	шахматный	шахматный	шахматный
Характер пучка		противоток	смешан	противоток	противоток
Материал		12X1МФ 12X18Н10	12X1МФ	Ст20	Ст3
Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	$F$	1870	19250	19800	169000
Наружный диаметр трубы, мм	$d_n$	37	57	42	40
Толщина стенки трубы, мм	$\delta$	7	4	6,5	1,6
Живые сечения для прохода:					

Продолжение таблицы 10

Наименование	Обозначение	КПП	КВП	ВЭК	ТВП
Греющей среды, м <sup>2</sup>	$f_{\Gamma}$	295	261	257	114
Обогреваемой среды, м	$f_{\Pi}$	0,558	3,8	0,764	129
Поперечный шаг, мм	$S_1$	204	204	126	54
Продольный шаг, мм	$S_2$	50	80	61,5	40,5
Длина трубы	$l$	94	59	84,3	6
К-ент тепл. эффективности	$\psi$	0,4	0,45	0,6	
Перепад давления, кгс/см <sup>2</sup>	$\Delta p$	-12	-0,36	-0,3	1,43
<i>Параметры греющего теплоносителя</i>					
Эф. толщина излуч. слоя, м	$S$	0,283	0,277	0,172	0,0332
Степень черноты потока	$a$	0,17	0,125	0,096	0,072
Линейная скорость, м/с	$\omega_{\Gamma}$	10,3	11,5	10,7	15,5
Тепловосприятие					
По балансу, кДж/кг	$Q_6$	905	2440	966	1992
Из топки, кДж/кг	$Q_{\Gamma}$	40	-	-	-
Энтальпия					
На входе, кДж/кг	$H'$	7432	6486	4043	3047
На выходе, кДж/кг	$H''$	6486	4043	3047	1563
Температура					
На входе, °С	$\theta'$	810	712	457	340
На выходе, °С	$\theta''$	712	457	350	176
<i>Параметры обогреваемой среды</i>					
Линейная скорость	$\omega_{\Pi}$	16	38,9	1,4	11
Энтальпия					
На входе, кДж/кг	$h'$	3141	2933	1180	371
На выходе, кДж/кг	$h''$	3315	3476	1363	1855
Температура					
На входе, °С	$t'$	432	285	274	65
На выходе, °С	$t''$	545	511	232	316
<i>Теплопередача</i>					
Теплоотдача:					
Конвекцией, Вт/ (м <sup>2</sup> °С)	$a_{\kappa}$	73,5	94,3	102	50
излучением, Вт/ (м <sup>2</sup> °С)	$a_{\Gamma}$	25,5	12,5	5,7	-
От газов к стенке трубы, Вт/ (м <sup>2</sup> °С)	$a_1$	99	106,8	103	52
От стенки к рабочей среде, Вт/ (м <sup>2</sup> °С)	$a_2$	6877	1800	9720	87
Коэффициент теплопередачи, Вт/ (м <sup>2</sup> °С)	$K$	65,6	61	63,7	28

Окончание таблицы 10

Наименование	Обозначение	КПП	КВП	ВЭК	ТВП
Температурный напор, °С	$\Delta t$	240	187	103	59

### 3.3 Расчёт вредных выбросов котлоагрегата до реконструкции

Выбросы золы, г/с:

$$M_z = 10 \cdot 135,12 \left( 0,95 \cdot 4,7 + 0,5 \cdot \frac{15,66}{32,7} \right) (1 - 0,99) = 63,567$$

Выбросы оксидов серы, г/с:

$$M_{SO_2} = 20 \cdot 0,2 \cdot 135,12 \cdot (1 - 0,75)(1 - 0,015) = 133,093$$

Выбросы диоксида углерода, м<sup>3</sup>/с:

$$M_{CO_2} = 0,794 \cdot 442,5 = 107,285$$

Выбросы оксидов азота, г/с:

$$N_T = 10 \frac{0,4}{15,66} = 0,255 \text{ г/МДж}$$

Влияние коэффициента избытка воздуха в прямоточной горелке:

$$\beta_{\alpha r} = (0,53 \cdot 1,25 + 0,15)^2 = 0,612$$

Влияние доли первичного воздуха в горелке:

$$\beta_{\alpha 1} = 1,73 \cdot 0,5 + 0,48 = 1,345$$

Влияние рециркуляции дымовых газов в первичный воздух:

$$\beta_R = 1 - 0,016\sqrt{15} = 0,938$$

Влияние максимальной температуры на участке образования топливных оксидов:

$$\beta_{\theta} = 0,11\sqrt[3]{1980 - 1100} = 0,937$$

Влияние смесеобразования в корне факела прямоточных горелок:

$$\beta_{cm} = 0,98 \cdot 2 - 0,47 = 1,49$$

$$k_{NO_x}^{TOP} = 0,7 \cdot 2,3 \cdot 0,612 \cdot 1,345 \cdot 0,938 \cdot 0,937 \cdot 1,49 = 0,192 \text{ г/с}$$

Для расчета воздушных оксидов азота, нужно найти коэффициент избытка воздуха в зоне активного горения:

$$\alpha''_{ар} = 1,25 + 0,5 \cdot 0,05 = 1,275$$

Для подсчета  $K_{NO_2}^{взд}$  используют зависимость, учитывающую известное уравнение Зельдовича:

$$k_{NO_x}^{возд} = \frac{1,54 \cdot 10^{16}}{\sqrt{1446}} \sqrt{\frac{1,275 - 1}{1,275}} \cdot \exp\left(\frac{-67000}{1446}\right) = 1,41 \cdot 10^{-5} \text{ г/МДж}$$

Суммарный удельный выброс оксидов азота, г/МДж:

$$k_{NO_x} = 0,00141722 + 0,192 = 0,1924$$

$$m_{NO_x} = 0,1924 \cdot 15,66 = 3,0137 \text{ г/кг}$$

$$m_{NO_2} = 0,8 \cdot 3,0137 = 2,411 \text{ г/кг}$$

$$m_{NO} = 0,13 \cdot 3,0137 = 0,3918 \text{ г/кг}$$

$$M_{NO_x} = 3,0137 \cdot 135,12 \cdot (1 - 0,75) = 101,8 \text{ г/с}$$

Приведенная масса вредных веществ, г/с:

$$M = M_3 + M_{SO_2} + \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_{NO_2}} \cdot M_{NO_2} \quad (34)$$

$$M = 63,5665 + 241,92 + \frac{0,5}{0,085} \cdot 101,8031 = 904,3283$$

### 3.3 Тепловой расчёт котельного агрегата после модернизации

В виду того, что доля рециркуляции газов была изменена с 25% на 30% производится перерасчёт энтальпий продуктов сгорания, топочной камеры и поверхностей нагрева.

#### 3.3.1 Перерасчёт энтальпий продуктов сгорания

Полученные значения энтальпий при представлены в таблице 11.

Таблица 11 - Энтальпии продуктов сгорания, кДж/кг

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$H_r^0$ ( $\alpha=1$ )	$H_b^0$ ( $\beta_b=1$ )	$H_r^{\text{PC}}$	$H_r = H_r^0 + (\alpha - 1)H_b^0 + 30\% \cdot H_r^{\text{PC}}$									
				Топочная камера	ШПП2	ШПП3	ШПП1	ШВП	КПП	КВП	ВЭК	ТВП	
100	695	565	900										970
200	1390	1129	1805									1828	1851
300	2085	1694	2742								2692	2704	2738
400	2780	2258	3710							3527	3558	3574	3619
500	3475	2823	4698					3501	4481	4521	4541	4597	
600	4170	3388	5707					4442	5379	5426			
700	4866	3952	6749		6282	6313	6345	6363	6376				
800	5561	4517	7813		7291	7327	7363	7412					
900	6256	5081	8897	8350	8390	8431	8472	8503					
1000	6951	5646	4404	9401	9446	9492	9537						
1100	7646	6211	5312	10482	10531	10581	10631						
1200	8341	6775	6204	11557									
1300	9036	7340	7184	12659									
1400	9731	7905	8196	13771									
1500	10426	8469	9248	14894									
1600	11121	9034	10332	16028									
1700	11816	9598	11460	17174									

### 3.3.2 Тепловой расчет топочной камеры

Далее таким же образом как в пункте 3.1.4 производится тепловой расчёт топочной камеры, полурадиационных и конвективных поверхностей нагрева, с такими же конструкторскими данными и по такой же методике.

Полученные данные представлены в таблице 12.

Таблица 12 – Данные теплового расчета топочной камеры

Наименование	Значение
Теплонапряжение объема $q_V$ , кВт/м <sup>3</sup>	59,55
Толщина излучающего слоя $s_r$ , м	16,7
Темп-ры газов на выходе из топки $\vartheta_r''$ , °C	1115
Теплота горячего воздуха $Q_B$ , кДж/кг	1941,378
Тепловыделение в топочной камере $Q_T$ , кДж/кг	17439
Коэффициент поглощения лучей газами $k_r$	0,48
Коэффициент поглощения лучей золой $k_{зл}$	51,664
Критерий Бугера $Bu$	1,576
Эффект. значение критерия Бугера $B\tilde{u}$	0,794



## Окончание таблицы 12

Наименование	Значение
Степень черноты факела $a_{\phi}$	0,656
Среднее значение тепловой эффективности $\psi_{\text{ср}}$	0,45
Степень черноты топочной камеры $a_{\text{т}}$	0,835
Среднюю суммарную теплоемкость продуктов сгорания $(Vc)_{\text{ср}}$ , кДж/кг · °С	10,273
Уточняем температуру газов на выходе из топочной камеры $\vartheta_{\text{т}}''$ , °С	1136
Энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе из топки $H_{\text{т}}''$ , кДж/кг	10643,25
Количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхностям топки $Q_{\text{л}}$ , кДж/кг	6782
Среднее тепловое напряжение экранов топки $q_{\text{л}}$ , кВт/м <sup>2</sup>	121,99

### 3.3.3 Расчёт полурадиационных и конвективных поверхностей нагрева

Результаты расчета ширмовых поверхностей нагрева представлены в таблице 13, конвективных – в таблице 14.

Таблица 13 – Результаты теплового расчета ширмовых поверхностей нагрева

Наименование	Обозначение	ШПП2	ШПП3	ШПП1	ШВП
<i>Конструктивные характеристики</i>					
Тип пучка		коридор.	коридор.	коридор.	коридор.
Характер пучка		прямоток	прямоток	прямоток	прямоток
Материал		12Х1МФ	12Х18Н10	12Х1МФ	12Х1МФ
Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	$F$	3960	3670	3960	5630
Наружный диаметр трубы, мм	$d_n$	32	32	32	57
Толщина стенки трубы, мм	$\delta$	6	6	6	4
Живые сечения для прохода:					
Греющей среды, м <sup>2</sup>	$f_{\text{г}}$	810	810	711	453
Обогреваемой среды, м	$f_{\text{п}}$	0,406	0,547	0,43	1,991
Поперечный шаг, мм	$S_1$	576	576	576	447
Продольный шаг, мм	$S_2$	48	38	38	63
Длина трубы	$l$	32	24,3	21,7	31,3
К-ент тепл. эффективности	$\psi$	0,41	0,68	0,61	0,6
Перепад давления, кгс/см <sup>2</sup>	$\Delta p$	-3	-2,4	-6	-0,43
<i>Параметры греющего теплоносителя</i>					

## Окончание таблицы 13.

Наименование	Обозначение	ШПП2	ШПП3	ШПП1	ШВП
Эф. толщина излуч. слоя, м	$S$	0,767	0,767	0,751	0,692
Степень черноты потока	$a$	0,22	0,227	0,235	0,236
Линейная скорость, м/с	$\omega_r$	4,8	4,57	4,9	7,4
Тепловосприятие					
По балансу, кДж/кг	$Q_6$	888	885	613	767
Из топки, кДж/кг	$Q_d$	369	92,3	385	99
Энтальпия					
На входе, кДж/кг	$H'$	10643	9735	8775	8194
На выходе, кДж/кг	$H''$	9735	8775	8194	7695
Температура					
На входе, °С	$\theta'$	1116	1026	935	885
На выходе, °С	$\theta''$	1026	935	875	826
<i>Параметры обогреваемой среды</i>					
Линейная скорость	$\omega_n$	17,5	12,9	11,2	29,3
Энтальпия					
На входе, кДж/кг	$h'$	2776	3008	2616	3574
На выходе, кДж/кг	$h''$	3008	3187	2799	3382
Температура					
На входе, °С	$t'$	432	470	417	469
На выходе, °С	$t''$	470	512	432	545
<i>Теплопередача</i>					
Теплоотдача:					
Конвекцией, Вт/ (м <sup>2</sup> °С)	$a_k$	58,58	43,2	44,1	42,24
излучением, Вт/ (м <sup>2</sup> °С)	$a_l$	64,58	72,2	57	55,42
От газов к стенке трубы, Вт/ (м <sup>2</sup> °С)	$a_1$	117,17	114,7	103	100,5
От стенки к рабочей среде, Вт/ (м <sup>2</sup> °С)	$a_2$	11363	6640	13355	11288
Коэффициент теплопередачи, Вт/ (м <sup>2</sup> °С)	$K$	48	60	53	55,12
Температурный напор, °С	$\Delta t$	630	500	495	340

Таблица 14 – Результаты теплового расчета конвективных поверхностей нагрева

Наименование	Обозначение	КПП	КВП	ВЭК	ТВП
<i>Конструктивные характеристики</i>					
Тип пучка		шахматный	шахматный	шахматный	шахматный
Характер пучка		противоток	смешан	противоток	противоток

Продолжение таблицы 14

Наименование	Обозначение	КПП	КВП	ВЭК	ТВП
Материал		12X1МФ 12X18Н10	12X1МФ	Ст20	Ст3
Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	$F$	1870	19250	19800	169000
Наружный диаметр трубы, мм	$d_n$	37	57	42	40
Толщина стенки трубы, мм	$\delta$	7	4	6,5	1,6
Живые сечения для прохода:					
Греющей среды, м <sup>2</sup>	$f_r$	295	261	257	114
Обогреваемой среды, м	$f_n$	0,558	3,8	0,764	129
Поперечный шаг, мм	$S_1$	204	204	126	54
Продольный шаг, мм	$S_2$	50	80	61,5	40,5
Длина трубы	$l$	94	59	84,3	6
К-ент тепл. эффективности	$\psi$	0,4	0,45	0,6	
Перепад давления, кгс/см <sup>2</sup>	$\Delta p$	-12	-0,36	-0,3	1,43
<i>Параметры греющего теплоносителя</i>					
Эф. толщина излуч. слоя, м	$S$	0,283	0,277	0,172	0,0332
Степень черноты потока	$a$	0,17	0,125	0,096	0,072
Линейная скорость, м/с	$\omega_r$	10,3	11,5	10,7	15,5
Тепловосприятие					
По балансу, кДж/кг	$Q_b$	905	2440	966	1992
Из топки, кДж/кг	$Q_d$	40	-	-	-
Энтальпия					
На входе, кДж/кг	$H'$	7695	6376	3975	3008
На выходе, кДж/кг	$H''$	6376	3975	3086	1639
Температура					
На входе, °С	$\theta'$	800	702	447	335
На выходе, °С	$\theta''$	702	447	344	176
<i>Параметры обогреваемой среды</i>					
Линейная скорость	$\omega_n$	16	38,9	1,4	11
Энтальпия					
На входе, кДж/кг	$h'$	3141	2933	1180	371
На выходе, кДж/кг	$h''$	3315	3476	1363	1855
Температура					
На входе, °С	$t'$	432	285	274	65
На выходе, °С	$t''$	545	511	232	316
<i>Теплопередача</i>					

#### Окончание таблицы 14

Наименование	Обозначение	КПП	КВП	ВЭК	ТВП
Теплоотдача:					
Конвекцией, Вт/ (м <sup>2</sup> °С)	$a_k$	73,5	94,3	102	50
излучением, Вт/ (м <sup>2</sup> °С)	$a_l$	25,5	12,5	5,7	-
От газов к стенке трубы, Вт/ (м <sup>2</sup> °С)	$a_1$	99	106,8	103	52
От стенки к рабочей среде, Вт/ (м <sup>2</sup> °С)	$a_2$	6877	1800	9720	87
Коэффициент теплопередачи, Вт/ (м <sup>2</sup> °С)	$K$	65,6	61	63,7	28
Температурный напор, °С	$\Delta t$	240	187	103	59

### 3.4 Расчёт горелочных устройств

В виду того, что была изменена скорость вторичного воздуха в горелочные устройства, необходимо определить новые проходные сечения.

Определение проходного сечения для первичной смеси при газовой сушке топлива.

Характеристики горелок представлены в таблице 15.

Таблица 15 - Характеристики горелок

Паропроизводительность котла $D_{пе}$ , кг/с	Кол-во горелок $Z_G$	Кол-во ярусов $Z_{яр}$	Тепловая мощность $Q_G$ , МВт	Тип горелок	Скорость пылевоздушной смеси $W_1$ , м/с	Скорость вторичного воздуха $W_2$ , м/с
736,11	32	4	50	Прямоточные-целевые	31	50

При газовой сушке топлива, в схеме с прямым вдуванием при отсутствии пылеконцентраторов, вся пылегазовая смесь распределяется по горелкам. Причем в смеси уже содержится воздух, который нужно подать как первичный. Тогда количество влажной смеси газов, воздуха и водяных паров, кг/кг, определяется по выражению:

$$g_{\text{вл. смеси}} = g_G \cdot (1 + 1,5 \cdot K_{\text{прис}}) + \Delta W + g_{\text{в. перв}}, \quad (35)$$

где  $g_{в.перв} = V_B \alpha_1 \rho_B$

$\alpha_1$  - коэффициент расхода первичного воздуха.  $\alpha_1 = 0,55$ .

$$g_{в.перв} = 4,278 \cdot 0,55 \cdot 1,285 = 3,023 \text{ кг/кг}$$

$$g_{вл.смеси} = 0,893 \cdot (1 + 1,5 \cdot 0,2) + 0,212 + 3,023 = 4,396 \text{ кг/кг.}$$

Расход первичной пылегазовоздушной смеси, м<sup>3</sup>/с:

$$V_1 = \frac{B_p}{z_\Gamma} \cdot \left[ \frac{g_\Gamma}{\rho_\Gamma} \cdot (1 + 1,5 \cdot K_{прис}) + \frac{\Delta W}{\rho_{ВП}} + \frac{g_{в.перв}}{\rho_B} \right] \cdot \frac{273 + t_2}{273}, \quad (36)$$

$$V_1 = \frac{135,12}{32} \cdot \left[ \frac{0,893}{1,3} (1 + 1,5 \cdot 0,2) + \frac{0,212}{0,804} + \frac{3,0}{1,285} \right] \cdot \frac{273 + 140}{273} \\ = 22,11 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Проходное сечение канала первичной смеси, м<sup>2</sup>:

$$F_1 = \frac{V_1}{W_1}, \quad (37)$$

$$F_1 = \frac{22,11}{31} = 0,713 \text{ м}^2.$$

Определение проходного сечение горелки для вторичного воздуха.

Коэффициент расхода вторичного воздуха:

$$\alpha_2 = \alpha_\Gamma - \alpha_1, \quad (38)$$

где  $\alpha_\Gamma$ - коэффициент избытка воздуха перед горелкой.  $\alpha_\Gamma = 1,07$ .

$$\alpha_2 = 1,07 - 0,55 = 0,52.$$

Расход вторичного воздуха через горелку, м<sup>3</sup>/с:

$$V_2 = \frac{V_B^0 \cdot \alpha_2 \cdot B_p}{z_\Gamma} \cdot \left( \frac{273 + t_{ГВ}}{273} \right), \quad (39)$$

$$V_2 = \frac{4,278 \cdot 0,5 \cdot 135,12}{32} \cdot \left( \frac{273 + 316}{273} \right) = 19,486 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Проходное сечение для канала вторичного воздуха, м<sup>2</sup>:

$$F_2 = \frac{V_2}{W_2}, \quad (40)$$

$$F_2 = \frac{19,486}{52} = 0,375 \text{ м}^2.$$

Определение конструктивных размеров прямооточных горизонтально-щелевых горелок с чередующейся подачей смеси

У данного типа горелочных устройств ширина горелки, м, равна ширине канала первичной пылевоздушной смеси

$$b_{\Gamma} = b_{\text{к}}, \quad (41)$$

Рекомендуемое соотношение сторон горелочного устройства:

$$\frac{h_{\Gamma}}{b_{\Gamma}} = 3 - 4, \quad (42)$$

где  $h_{\Gamma}$ - высота горелочного устройства, м.

Проходное сечение для первичной пылевоздушной смеси, м<sup>2</sup>:

$$F_1 = h_{\text{п}} \cdot b_{\Gamma} \cdot 5, \quad (43)$$

где  $h_{\text{п}}$ - высота канала первичного воздуха.

Проходное сечение для вторичного воздуха, м<sup>2</sup>:

$$F_2 = h_{\Gamma} \cdot b_{\Gamma} - F_1, \quad (44)$$

Высота одного канала для прохода вторичного воздуха, м:

$$h_{\text{в}} = \frac{h_{\Gamma} - 5 \cdot h_{\text{п}}}{4}, \quad (45)$$

Пользуясь приведенными выше уравнениями, определим размеры  $b_{\Gamma}$ ,  $h_{\text{п}}$ ,  $h_{\text{в}}$ ,  $h_{\Gamma}$ .

$$h_{\Gamma} \cdot b_{\Gamma} = F_2 + F_1 = 0,375 + 0,713 = 1,088 \text{ м}^2,$$

$$\frac{h_{\Gamma}}{b_{\Gamma}} = 4 \rightarrow h_{\Gamma} = 4 \cdot b_{\Gamma} \rightarrow h_{\Gamma} = 4 \cdot \frac{0,279}{h_{\Gamma}} \rightarrow h_{\Gamma} = 2,086 \text{ м}.$$

$$b_r = \frac{h_r}{4} = \frac{2,086}{4} = 0,522 \text{ м.}$$

$$h_{\text{п}} = \frac{F_1}{b_r \cdot 5} = \frac{0,713}{0,522 \cdot 5} = 0,274 \text{ м.}$$

### 3.5 Пересчёт выброс оксидов азота

Влияние коэффициента избытка воздуха в прямооточной горелке:

$$\beta_{\alpha r} = (0,53 \cdot 1,25 + 0,15)^2 = 0,612$$

Влияние доли первичного воздуха в горелке:

$$\beta_{\alpha 1} = 1,73 \cdot 0,5 + 0,48 = 1,345$$

Влияние рециркуляции дымовых газов в первичный воздух:

$$\beta_R = 1 - 0,016\sqrt{20} = 0,9284$$

Влияние максимальной температуры на участке образования топливных оксидов:

$$\beta_{\theta} = 0,11\sqrt[3]{1980 - 1100} = 0,937$$

Влияние смесеобразования в корне факела прямооточных горелок:

$$\beta_{\text{см}} = 0,98 \cdot 1,5 - 0,47 = 1$$

$$k_{\text{NO}_x}^{\text{ТОП}} = 0,7 \cdot 2,3 \cdot 0,612 \cdot 1,345 \cdot 0,9284 \cdot 0,937 \cdot 1 = 0,128 \text{ г/с}$$

Для расчета воздушных оксидов азота, нужно найти коэффициент избытка воздуха в зоне активного горения:

$$\alpha''_{\text{ар}} = 1,25 + 0,5 \cdot 0,05 = 1,275$$

Для подсчета  $K_{\text{NO}_2}^{\text{ВЗД}}$  используют зависимость, учитывающую известное уравнение Зельдовича:

$$k_{\text{NO}_x}^{\text{ВОЗД}} = \frac{1,54 \cdot 10^{16}}{\sqrt{1446}} \sqrt{\frac{1,275 - 1}{1,275}} \cdot \exp\left(\frac{-67000}{1446}\right) = 1,41 \cdot 10^{-5} \text{ г/МДж}$$

Суммарный удельный выброс оксидов азота, г/МДж:

$$k_{NO_x} = 0,00141722 + 0,128 = 0,1278$$

$$m_{NO_x} = 0,1278 \cdot 15,66 = 2,002 \text{ г/кг}$$

$$m_{NO_2} = 0,8 \cdot 2,002 = 1,602 \text{ г/кг}$$

$$m_{NO} = 0,13 \cdot 2,002 = 0,2603 \text{ г/кг}$$

$$M_{NO_x} = 3,0137 \cdot 135,12 \cdot (1 - 0,75) = 67,626 \text{ г/с}$$

Приведенная масса вредных веществ, г/с:

$$M = M_3 + M_{SO_2} + \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_{NO_2}} \cdot M_{NO_2}$$

$$M = 63,5665 + 241,92 + \frac{0,5}{0,085} \cdot 67,626 = 703,286$$

## 4 Экономическая часть

### 4.1 Расчёт капитальных вложений

Капитальные вложения в реконструкцию БГРЭС-1, млн руб.:

$$K = K_p \cdot k_k \quad (46)$$

где  $K_p$  - затраты на реконструкцию котлоагрегата, учитывается согласно государственным сметным нормативом [5];

$k_k$  – индекс, учитывающий географическое размещения станции;

$$K = 16 \cdot 1,2 = 19,2$$

### 4.2 Расчет экономии затрат на выплаты за выбросы в атмосферу

Денежный поток от экономии затрат на выплату за вредные выбросы, руб./год:

$$П_{NO_x} = U_{NO_2}^{дп} - U_{NO_2}^{пп} \quad (47)$$

где  $U_{NO_2}^{дп}, U_{NO_2}^{пп}$  – отчисления за загрязнение атмосферы руб./год определяются как:



$$U_{NO_2}^{др} = K_{NO_2}^{др} \cdot T_{к/а} \cdot k_{NOx}^{внорм} \quad (48)$$

$$U_{NO_2}^{пр} = K_{NO_2}^{пр} \cdot T_{к/а} \cdot k_{NOx}^{нор} \quad (49)$$

$K_{NO_2}^{др}$  – Массовый выброс оксидов азота до реконструкции, г/с,  $K_{NO_2}^{др} = 101,8$ .

$K_{NO_2}^{пр}$  – Массовый выброс оксидов азота после реконструкции, г/с,  $K_{NO_2}^{пр} = 67,626$ .

$T_{к/а}$  – время работы котлоагрегата в году равное 7600 ч.

$k_{NOx}^{нор}, k_{NOx}^{внорм}$  – норматив выплаты за тонну загрязняющего вещества в ПДК и выше ПДК соответственно, руб./т,  $k_{NOx}^{нор} = 52, k_{NOx}^{внорм} = 260$

$$U_{NO_2}^{др} = \frac{101,8}{1000000} \cdot (7600 \cdot 3600) \cdot 260 = 724164,48 \text{ руб./год}$$

$$U_{NO_2}^{пр} = \frac{67,626}{1000000} \cdot (7600 \cdot 3600) \cdot 52 = 96212,863 \text{ руб./год}$$

$$П_{NOx} = 724164,48 - 96212,863 = 627951,617 \text{ тыс. руб./год.}$$

Размер амортизационных отчислений, млн. руб./год:

$$U_a = K \cdot H_a \quad (50)$$

где  $K$  – капитальные вложения, млн. руб.,  $K = 19,2$ ;

$H_a = 6,7\%$  – норма амортизации.

$$U_a = 19,2 \cdot 0,067 = 1,286 \text{ млн. руб./год}$$

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

$$П = П_{NOx} \cdot 0,8 + U_a \quad (51)$$

$$П = 0,627 \cdot 0,8 + 1,286 = 1,788 \text{ млн. руб./год}$$

Срок окупаемости реконструкции определяется:

$$DPP = \frac{\sum_1^t П}{(1+r)^t} - (K + U_a)$$

где  $r$  – норма дисконтирования, %, ,  $r = 10$ ;

$t$  – текущий год.

Таблица 16 – Срок окупаемости проекта

	1	2	3	4	5	6
DPP	-18,861	-15,906	-11,876	-6,991	-1,44	4,616

Таким образом, чистый дисконтированный доход больше нуля на 6 год введения реконструкции. Это значит, что проект эффективный и вкладывание в него денег целесообразно.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Целью данного проекта являлось снижение вредных выбросов в атмосферу, путём изменения режима котлоагрегата с изменением отношения скоростей вторичного и первичного воздушных потоков и рециркуляции газов.

В ходе работы был проведён анализ, с помощью которого удалось выяснить, что большинство выбросов в массовом выражении зависит от натурального расхода топлива. Однако, при расчётах оксидов азота учитываются различные параметры, в том числе отношение скоростей вторичного и первичного воздушных потоков, рециркуляции газов и температуры дымовых газов на выходе из топочной камеры.

Было принято решение изменить рециркуляцию газов и отношение скоростей вторичного и первичного воздушных потоков.

Для начала был рассчитан котёл и сверен с заводским расчётом, далее были изменены указанные выше параметры и был осуществлён перерасчёт котельного агрегата, горелочных устройств и выбросов вредных веществ. Так же были построены чертежи продольного и поперечного разрезов.

Таким образом, удалось снизить количество выбросов оксидов азота с 101,8 г/с до 67,626 г/с. Это достигается уменьшением скорости вторичного воздуха на 2 м/с, и вызвало необходимость реконструкции горелочных устройств с увеличением проходного сечения вторичного воздуха на 0,015 м<sup>2</sup>.

Благодаря минимальным капиталовложениям проект окупается на 6 срок эксплуатации после реконструкции.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Энергетическая стратегия России на период до 2035 года // Правительство РФ; 2017 С. 30
- 2 Самсонов, В. С. Экономика предприятий энергетического комплекса : учеб. для вузов / В. С. Самсонов, М. А. Вяткин. – 2-е изд. – Москва : Высшая школа, 2003. – 416 с.
3. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). – 3-е изд., перераб. и доп. – СПб.: НПО ЦКТИ, 1998. – 257 с.
4. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчёт парового котла) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. – 96 с.
5. Государственные сметные нормативы. Федеральные Единичные расценки на монтаж оборудования. ФЕРм 81-03-ОП-2001 Общие положения. Москва, 2014. – 58 с.
6. Липов, Ю.М. Котельные установки и парогенераторы : учеб. Пособие для вузов / Ю.М. Липов, Ю.М. Третьяков. – Москва-Ижевск : НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2003. – 592 с.
7. Ривкин, С.Л. теплофизические свойства воды и водяного пара : учеб. Для вузов / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М. : Энергия, 1980. – 424 с.
8. СТО 4.2–07–2014. Система менеджмента качества. Общие требования к построению, изложению и оформлению документов учебной деятельности. Введен взамен СТО 4.2–07–2012. Дата введения 30 декабря 2013 года. Красноярск : ИПК СФУ, 2014. – 60 с.

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

« 08 » 07 20 19 г.

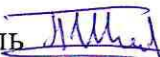
**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления


Проект реконструкции Березовской ГРЭС

тема

Руководитель  06.07.19  
подпись, дата

Доцент, к.т.н  
должность, ученая степень

П.В. Шишмарёв  
инициалы, фамилия

Выпускник  06.07.19  
подпись, дата

В.Ю. Пономаренко  
инициалы, фамилия

Технический контроль  8.07.19  
подпись, дата

С.А. Михайленко  
инициалы, фамилия

Нормоконтролер  06.07.19  
подпись, дата

П.В. Шишмарёв  
инициалы, фамилия

Красноярск 2019

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

« 08 » 07 20 \_\_ г.

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

Студенту Пономаренко Вадиму Юрьевичу  
фамилия, имя, отчество

Группа ФЭ15–01Б Направление (специальность) 13.03.01  
номер группы код

Теплоэнергетика и теплотехника

наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект реконструкции  
Березовской ГРЭС

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

Руководитель ВКР П.В. Шишмарёв, доцент, к.т.н, кафедра ТЭС  
инициалы, фамилия, должность, учёная степень и место работы

Исходные данные для ВКР г. Шарыпово Берёзовская ГРЭС, электрическая  
мощность одного энергоблока 800 МВт, котлоагрегат П-67, топливо –  
Берёзовский бурый уголь

Перечень разделов ВКР Вводная часть, анализ снижения вредных выбросов,  
расчетная часть, экономическая часть.


Перечень графического материала:

Лист 1. Продольный разрез котлоагрегата П-67

Лист 2. Поперечный разрез котлоагрегата П-67

Лист 3 Чертёж горелочных устройств

Лист 4. Сводные диаграммы по выбросам

Руководитель ВКР  П.В. Шишмарёв  
подпись инициалы и фамилия

Задание принял к  В.Ю. Пономаренко  
исполнению подпись инициалы и фамилия

« 17 » июня 2019 г.