

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

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 г.


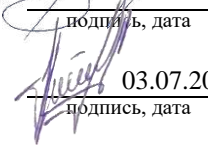
**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

Проект реконструкции Березовской ГРЭС

тема

Руководитель	 _____ 03.07.20 подпись, дата	ст. преподаватель	Д.В. Сургутский
		должность, ученая степень	инициалы, фамилия
Выпускник	 _____ 03.07.20 подпись, дата		П.А. Сивов
			инициалы, фамилия
Тех. контроль	_____		Е.А. Бойко
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Нормоконтролер	_____		П.В. Шишмарев
	подпись, дата		инициалы, фамилия

Красноярск 2020

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

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

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

Студенту Сивову Павлу Александровичу  
фамилия, имя, отчество

Группа ЗФЭ15-01Б Направление (специальность) 13.03.01  
номер группы код

Теплоэнергетика и теплотехника

наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект реконструкции  
Березовской ГРЭС

Утверждена приказом по университету № 1159/с от 04.02.2020 г.

Руководитель ВКР Д.В. Сургутский, ст. преподаватель, кафедра ТЭС  
инициалы, фамилия, учёная степень, должность, место работы

Исходные данные для ВКР Объект реконструкции – Березовская ГРЭС  
район размещения – Шарыповский район, г. Шарыпово; топливо – Березовский  
уголь марки Б2; Электрическая мощность одного энергоблока 800 МВт;  
Котлоагрегат П-67

Перечень графического материала

Лист 1. Паровой котел Пп-2650-255 (П-67). Продольный разрез.

Лист 2. Паровой котел Пп-2650-255 (П-67). Поперечный разрез.

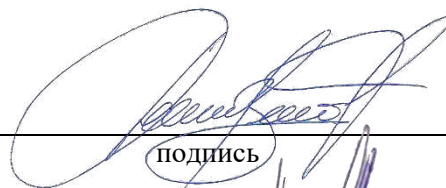
Лист 3. Технологическая схема пароводяного тракта котельного агрегата П-67

Лист 4. Поворотная камера котла до реконструкции.

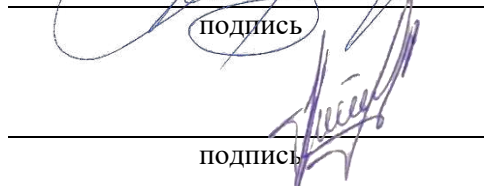
Лист 5. Поворотная камера котла после реконструкции.

Руководитель ВКР \_\_\_\_\_

Задание принял к  
исполнению \_\_\_\_\_

  
подпись

Д.В. Сургутский  
инициалы и фамилия

  
подпись

П.А. Сивов  
инициалы и фамилия

«14» июня 2020 г

## РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект реконструкции Березовской ГРЭС» содержит 59 страниц текстового документа, 14 использованных источников, 5 листов графического материала.

Ключевые слова: ПАРОВОЙ КОТЕЛ, П-67, L- ШПП, КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ, ШЛАКОВАНИЕ.

Объект: Березовская ГРЭС

Цель работы: уменьшение шлакования поверхностей нагрева котельного агрегата П-67 блока 800 МВт Березовской ГРЭС, для повышения надежности и экономичности его работы.

Бакалаврская работа состоит из 4 разделов. Первый раздел включает в себя обоснование и актуальность реконструкции котельного агрегата. Во втором разделе приведено обоснование технического решения. Третий раздел содержит тепловой расчет котельного агрегата до и после реконструкции. В четвертом разделе проработаны экономические вопросы, были рассчитаны капитальные вложения, срок окупаемости.

## ВВЕДЕНИЕ

Активное развитие энергетики влечет за собой все большее использование 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.

Эффективность и надежность работы современных энергетических котлов, работающих на твердом топливе, во многом определяется интенсивностью протекания процессов шлакования различных поверхностей нагрева. Интенсивное загрязнение поверхностей нагрева оказывает влияние на снижение коэффициента полезного действия котельного агрегата и его установленной мощности, уменьшение срока межремонтного периода и увеличение затрат на расшлаковку поверхностей нагрева.

Вопросы шлакования и загрязнения поверхностей нагрева паровых котлов сохраняют свою актуальность, несмотря на многочисленные исследования, а также большой опыт эксплуатации котельного оборудования при сжигании различных углей. Основные проблемы характеризуются большим экономическим ущербом, связанным с образованием отложений из-за несовершенства конструкций котлов, методов их расчета и контроля. К числу новых задач относятся: разработка систем технической диагностики шлакования; разработка современных обдувочных аппаратов; необходимость управления системами комплексной очистки поверхностей нагрева.

Статистический анализ видов и причин отказов паровых котлов при сжигании твердых органических топлив показывает, что одной из основных причин аварийных остановов котельных агрегатов является низкая надежность работы полурадационных и конвективных поверхностей нагрева, вследствие интенсивного шлакования и загрязнения с ростом температур по газовому тракту котлов. В первую очередь это вызвано особенностями компоновки и жесткими температурными условиями работы поверхностей нагрева. Причиной большого числа повреждений поверхностей нагрева, по вине шлакования является отсутствие информации у эксплуатационного персонала о степени шлакования или загрязнения каждой из поверхностей нагрева на текущий момент. В настоящее время эксплуатационный персонал судит об интенсивности шлакования и загрязнения поверхностей нагрева только по косвенным

показателям, анализируя показания штатного контроля. В связи с этим существенно возрастает роль научно-обоснованного подхода при выполнении проектных расчетов, наладке и технической диагностике эксплуатационных режимов полурадационных и конвективных поверхностей нагрева паровых котлов.

Одним из определяющих факторов эффективного проектирования современных энергетических котельных агрегатов является нахождение рациональных конструктивных характеристик и компоновочных решений поверхностей нагрева, обеспечивающих высокий уровень их тепловой эффективности при работе средств очистки и надежность эксплуатации.

В настоящее время для оценки тепловосприятия поверхностей нагрева котельных агрегатов при решении проектных задач используется коэффициент тепловой эффективности, обобщенный по результатам стендовых и промышленных тепловых испытаний котельных агрегатов, рекомендации по выбору которого представлены в нормативном методе «Тепловой расчет котлов» (НТР). Однако, как показывает опыт эксплуатации, значения коэффициентов тепловой эффективности, полученные на действующих котельных агрегатах, значительно отличаются от рекомендованных нормативных значений, что как следствие приводит к повышению проектных рисков и ограничению номинальной паропроизводительности котлов вследствие превышения температур металла труб поверхностей нагрева.

Целью данной работы является уменьшение шлакования поверхностей нагрева котельного агрегата П-67 блока 800 МВт Березовской ГРЭС, для повышения надежности и экономичности его работы.

# 1 Актуальность реконструкции котельного агрегата П-67

## 1.1 Краткая характеристика котельного агрегата П-67

Прямоточный однокорпусный котел Пп-2650/255 (П-67) (рисунок 1.1) предназначен для работы в блоке 800 МВт с одновальной турбиной К-800-240-5 и рассчитан на сжигание бурых углей Канско-Ачинского бассейна.

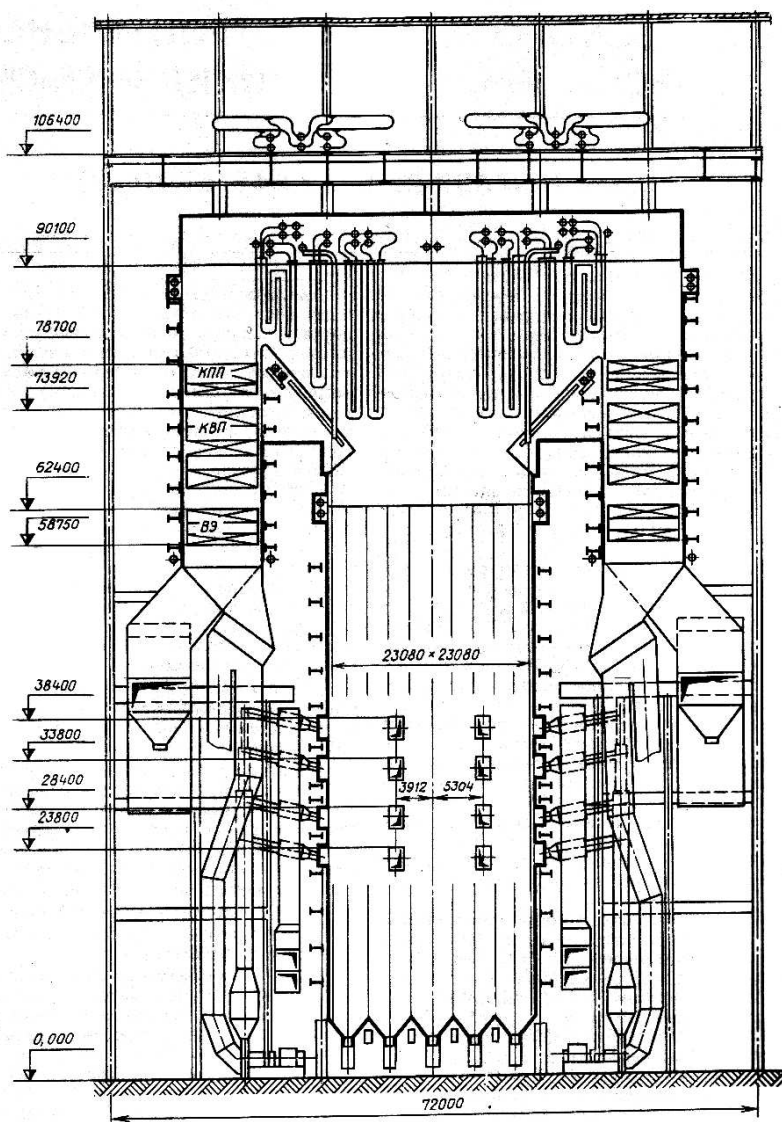


Рисунок 1.1 – Поперечный разрез котельного агрегата Пп-2650/255 (П-67)

Завод-изготовитель – Подольский машиностроительный завод им. Орджоникидзе. Основные расчетные параметры котла при номинальной нагрузке и гарантийном топливе (Березовский бурый уголь  $Q_H^p = 15671$  кДж/кг (3740 ккал/кг)) представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Основные расчётные параметры котла

Наименование	Величина
Паропроизводительность, кг/с (т/ч)	736,1 (2650)
Давление свежего пара, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	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 <sup>2</sup> )	3,6 (36,8)
Температура вторичного пара, °С	545
Температура уходящих газов (по нормативу), °С	140
Температура горячего воздуха, °С	317
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.

Основные технические характеристики котла представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Основные технические характеристики котла

Наименование	Величина
Емкость пароводяного тракта до встроенной задвижки (ВЗ), м <sup>3</sup>	400
Емкость пароводяного тракта после ВЗ, м <sup>3</sup>	220
Емкость тракта промпрегрева, м <sup>3</sup>	700
<i>Поверхности нагрева</i>	
Нижняя радиационная часть (НРЧ-1), м <sup>2</sup>	1380
Нижняя радиационная часть (НРЧ-2), м <sup>2</sup>	3280
Верхняя радиационная часть (ВРЧ), м <sup>2</sup>	1380
Фестоны боковых стен топки (ФБТ), м <sup>2</sup>	1880
Потолочная радиационная часть (ПРЧ), м <sup>2</sup>	1245
Ширмовый пароперегреватель 1 ст. (ШПП-1), м <sup>2</sup>	3150
Ширмовый пароперегреватель 2 ст. (ШПП-2), м <sup>2</sup>	3960
Ширмовый пароперегреватель 3 ст. (ШПП-3), м <sup>2</sup>	3670
Конвективный первичный пароперегреватель (КПП), м <sup>2</sup>	7040
Ширмовый вторичный пароперегреватель (ШВП), м <sup>2</sup>	5630
Конвективный вторичный пароперегреватель (КВП), м <sup>2</sup>	19250
Экраны горизонтального газохода, м <sup>2</sup>	438
Водяной экономайзер (ВЭК), м <sup>2</sup>	13100
Трубчатый воздухоподогреватель (ТВП), м <sup>2</sup>	169000
Экраны конвективной шахты:	
в районе конвективного пароперегревателя (КПП), м <sup>2</sup>	480
в районе конвективного вторичного пароперегревателя (КВП), м <sup>2</sup>	1280
в районе водяного экономайзера (ВЭК), м <sup>2</sup>	640
Подвесные трубы змеевиков:	
в районе КПП, м <sup>2</sup>	765
в районе КВП, м <sup>2</sup>	2200



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 °С до 140 °С, необходимых по условиям обеспечения достаточно 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:

- маловыдвижные обдувочные аппараты водяной очистки экранов ОВМ, глубоководыдвижные обдувочные аппараты водяной очистки экранов ОВГ и аппараты WLB для очистки топочной камеры;
- глубоководыдвижные обдувочные аппараты RK-SL для обдувки ширм;
- многосопловые аппараты RK-SB для обдувки КПП, КВП, ВЭК.

## **1.2 Обоснование реконструкции**

Необходимость в реконструкции котельного агрегата появилась в связи с тем, что в результате золового заноса ухудшается аэродинамика и возникает необходимость увеличения тяги на дымососах, это приводит к увеличению затрат на собственные нужды и снижению КПД котельного агрегата. После повышения температуры газов в результате золового заноса начинается процесс шлакования, это приводит к ограничению мощности блока с 800 МВт до 750 МВт.

Зашлакованные конвективные поверхности имеют низкий коэффициент теплопередачи, что в свою очередь ведет к снижению теплового потока от дымовых газов к обогреваемому теплоносителю и увеличению термического сопротивления. Зашлакованные поверхности нагрева конвективного пароперегревателя представлены на рисунках 1.2, 1.3 и 1.4.



Рисунок 1.2 – Зашлакованный КПП котельного агрегата П-67 БГРЭС



Рисунок 1.3 – Зашлакованный КПП котельного агрегата П-67 БГРЭС



Рисунок 1.4 – Золовые отложения на поверхности конвективного пароперегревателя

Недостатки существующей конструкции конвективного пароперегревателя (КПП) с шахматным расположением змеевиков, установленного в поворотной камере котла:

- ежегодная трудоемкая механическая очистка КПП в течение 30 – 40 дней;
- занос КПП приводит к нарушению аэродинамики потока газов в области следующего за КПП конвективного вторичного пароперегревателя, к снижению его теплосъема и увеличению температуры уходящих газов;
- невозможность установки необходимого количества обдувочных аппаратов для проведения эффективных эксплуатационных очисток паровыми аппаратами;
- низкая надежность и эффективность используемых обдувочных аппаратов, установленных внутри газохода, из – за высоких температур (до 780°C без проведения обдувок, 300÷350°C во время их проведения);

– интенсивная динамика шлакования КПП в сравнении с ширмовыми поверхностями нагрева.

Таким образом, актуальность темы бакалаврской работы обосновывается необходимостью повышения надежности и экономичности эксплуатации котельного агрегата за весь период годовой эксплуатации.



## 2 Технические решения

### 2.1 Замена поверхности нагрева

Предложено заменить конвективную часть первичного пароперегревателя (КПП) с шахматным расположением труб на L-образную ширмовую поверхность нагрева (L-ШПП) с коридорным расположением труб.

В отличие от конвективного пароперегревателя поверхности нагрева ширмового пароперегревателя меньше шлакуются. Этот факт хорошо демонстрируют фотографии ширмовых поверхностей нагрева (рисунок 2.1 и 2.2).



Рисунок 2.1 – Ширмовые поверхности нагрева котла П-67 БГРЭС

Преимущества предлагаемых L-образных ширмовых поверхностей нагрева:

- значительно меньшая динамика шлакования ширм относительно поверхностей нагрева с шахматным расположением труб;
- исключение значительных затрат на ежегодную механическую очистку КПП;
- возможность установки необходимого количества глубоководных аппаратов для 100% очистки L-ШПП.

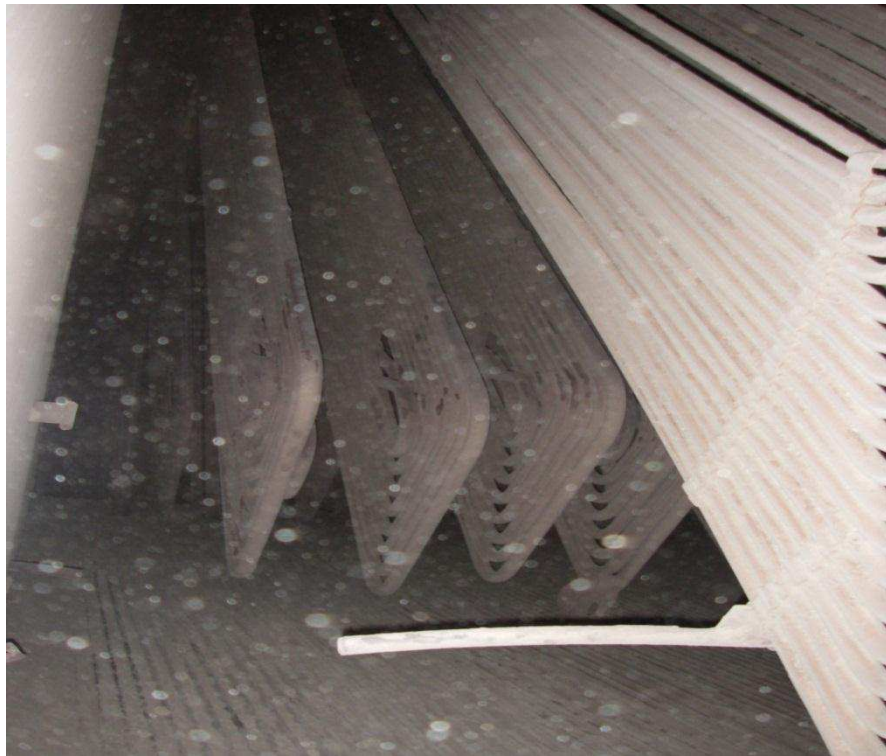


Рисунок 2.2 – Ширмовые поверхности нагрева котла П-67 БГРЭС

Меньшая динамика шлакования ширм относительно КПП достигается за счет большего поперечного шага ( $s_1$ ). Это не нарушит аэродинамику потока газов в области следующего за L-ШПП конвективного вторичного пароперегревателя (КВП), не приведет к снижению его теплосъема и увеличению температуры уходящих газов.

По графикам прослеживается динамика снижения значения коэффициента тепловой эффективности ( $\psi$ ). Видно, что у ширмовых поверхностей нагрева (рисунок 2.3) коэффициент тепловой эффективности снижается медленнее, чем у конвективных (рисунок 2.4). Коэффициент тепловой эффективности ШПП-3 снизился на 2,5%, а у КПП – на 10%.

Так как коэффициент тепловой эффективности ( $\psi$ ) ширмовых поверхностей нагрева выше, чем конвективных, величины эквивалентного теплового потока от греющей среды к нагреваемой можно добиться за счет меньшей площади поверхности нагрева, т.е. площадь поверхности L-ШПП будет меньше, чем площадь КПП.



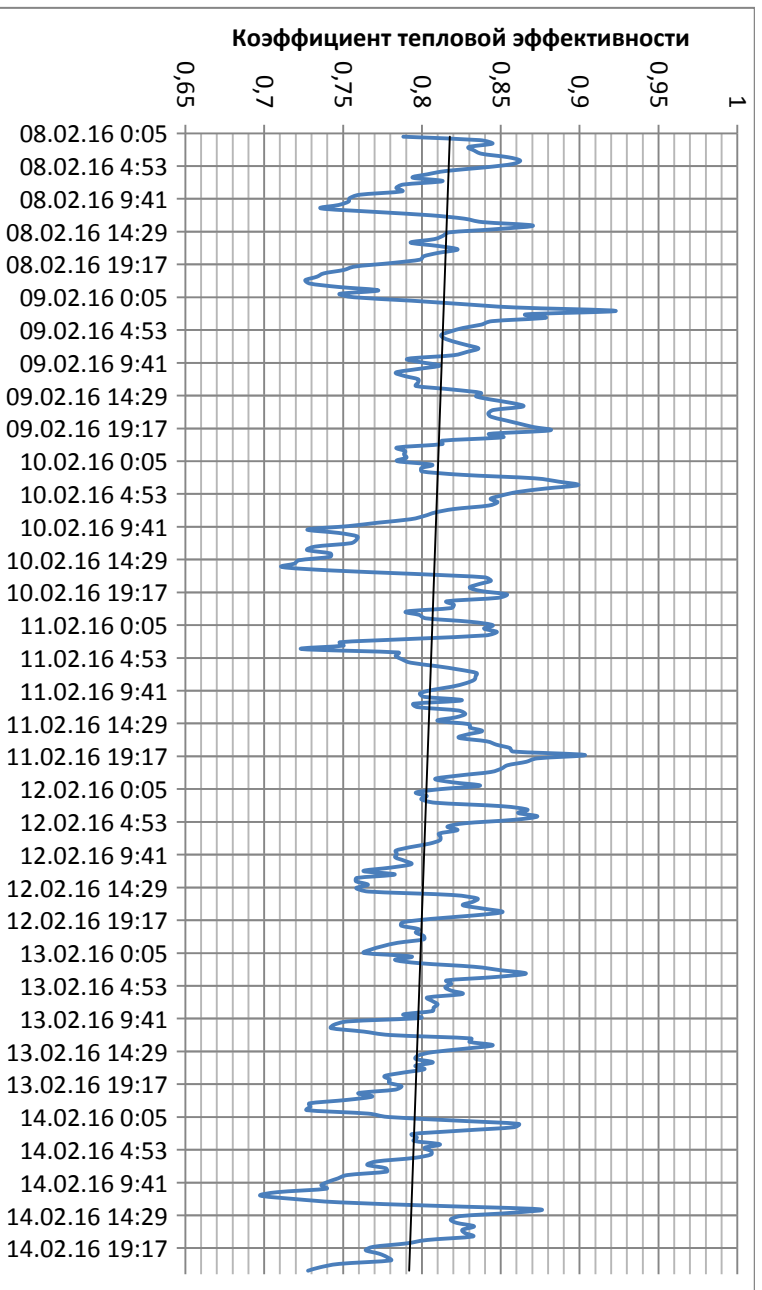


Рисунок 2.3 – График изменения коэффициента тепловой эффективности ширмового пароперегревателя (ШПП-3)

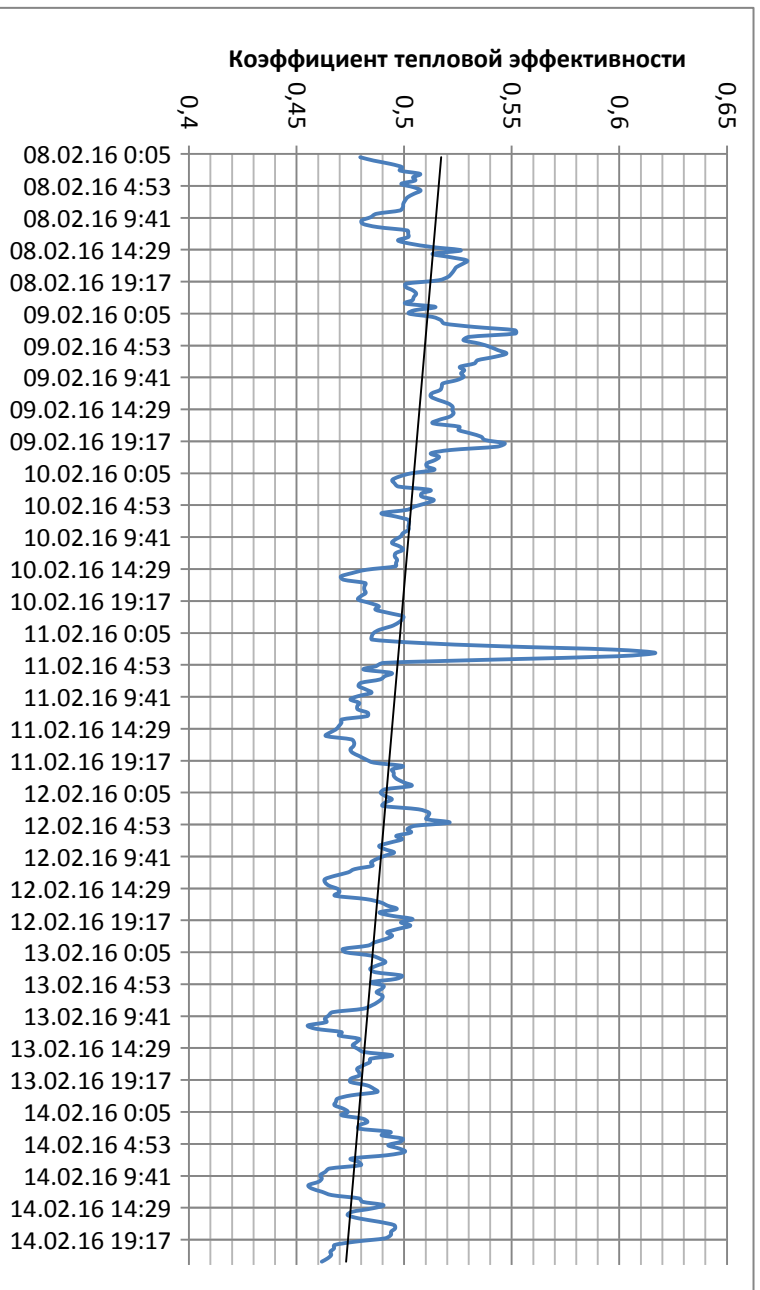


Рисунок 2.4 – График изменения коэффициента тепловой эффективности конвективного пароперегревателя (КПП)

## 2.1 Установка дополнительных обдувочных аппаратов

В настоящее время для обдувки пакета КПП установлено 32 полувыдвижных аппарата РК-SB. Их особенностью является то, что обдувочная труба частично остается в газоходе. Глубина выдвижения составляет 0,5 – 8 м, область очистки 360°. Схема обдувки аппаратом РК-SB представлена на рисунке 2.5.

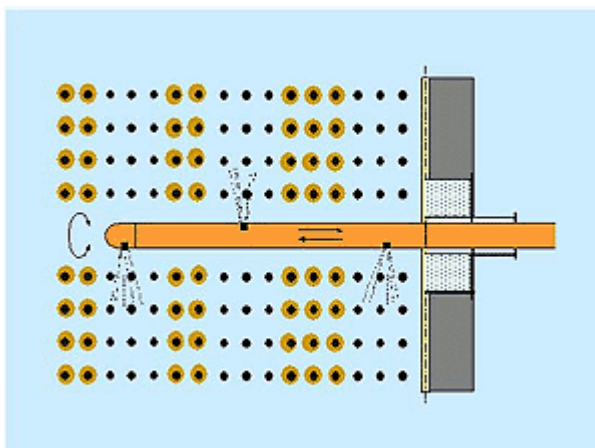


Рисунок 2.5 – Схема обдувки аппаратом РК-SB

На основе испытаний, проведенных в 2006 году, было установлено, что коэффициент тепловой эффективности  $\psi$  конвективного пароперегревателя (КПП) с шахматным расположением труб после механической очистки увеличился с 0,31 до 0,47, но стабилизации уровня загрязнений не произошло. Было зафиксировано снижение  $\psi$  до 0,22 в связи с низкой надежностью многосопловых обдувочных аппаратов РК-SB.

Из-за особенности компоновки КПП возникает проблема установки необходимого количества обдувочных аппаратов для проведения эффективных эксплуатационных очисток паровыми аппаратами. Это так же является нецелесообразным, в связи с деформацией обдувочной трубы аппарата РК-SB, находящейся в газоходе в зоне высоких температур.

### 3 Расчетная часть

#### 3.1 Тепловой расчет котельного агрегата до реконструкции

Теплогидравлический расчет выполнен в программе «ТРАКТ». Алгоритм расчета программы в основном базируется на нормативных методах теплового (НТР) и гидравлического (НГР) расчета котельного агрегата. [1,3]

Программа «ТРАКТ» предназначена для проведения теплогидравлического расчета прямоточных и барабанных котлоагрегатов. Расчет может быть проведен в широком диапазоне нагрузок от повышенной до растопочной.

##### 3.1.1 Исходные данные

Техническая характеристика котла Пп-2650/255 (П-67) и расчетные характеристики топлива приведена в таблицах 3.1 и 3.2 соответственно.

Таблица 3.1 – Техническая характеристика котла Пп-2650/255 (П-67)

Наименование	Значение
Прототип	Пп-2650-255
Топливо	Березовское 2Б
Паропроизводительность, кг/с	736,1
Давление острого пара, МПа	25
Температура острого пара	545
Расход пара через пром.перегрев, кг/с	607,2
Давление вторичного пара, МПа	3,75
Температура вторичного пара	545
Температура пит. воды	274
Температура ух.газов (по нормативу)	140
Температура холодного воздуха	35
Температура горячего воздуха	317

Таблица 3.2 – Расчетные характеристики топлива

Рабочая масса топлива, %							Выход летучих, $V^r$ , %	Теплота сгорания, $Q_H^p$ , кДж/кг	Температуры плавления зола, °С		
$W^p$	$A^p$	$S^p$	$C^p$	$H^p$	$N^p$	$O^p$			$t_1$	$t_2$	$t_3$
33,0	4,7	0,2	44,3	3,0	0,4	14,4	48	15671	1270	1290	1310

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

Теоретический объем воздуха,  $V_B^0$ , м<sup>3</sup>/кг, для сжигания одного кг твердого топлива, определяется по следующему выражению:

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (C^P + 0,375S^P) + 0,265 \cdot H^P - 0,0333 \cdot O^P \quad (1)$$

где  $C^P$  – количество углерода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 3.2);

$S^P$  – количество серы на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 3.2);

$H^P$  – количество водорода на рабочую массу топлива, % (см. табл. 3.2);

$O^P$  – количество кислорода на рабочую массу топлива, % (см. табл. 3.2).

Объем азота, м<sup>3</sup>/кг, определяется по следующему выражению:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + 0,8 \cdot \frac{N^P}{100} \quad (2)$$

где  $V_B^0$  – теоретически необходимый объем воздуха при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1$ , м<sup>3</sup>/кг (см. формулу 1);

$N^P$  – количество азота на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 3.2).

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

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{C^P + 0,375 \cdot S^P}{100} \quad (3)$$

где  $C^P$  – количество углерода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 3.2);

$S^P$  – количество серы на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 3.2).

Объем водяных паров для твердого топлива, м<sup>3</sup>/кг, определяется по следующему выражению:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H^P + 0,0124 \cdot W^P + 0,0161 \cdot V_B^0 \quad (4)$$

где  $H^P$  – количество водорода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 3.2);

$W^P$  – влажность топлива на рабочую массу, % (см. таблицу 3.2);

$V_B^0$  – теоретически необходимый объем воздуха при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1$ , м<sup>3</sup>/кг (см. формулу 1).

Суммарный объем дымовых газов, м<sup>3</sup>/кг, находим по формуле:

$$V_{\Gamma}^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2} + V_{H_2O}^0. \quad (5)$$

Расчеты объемов воздуха и продуктов сгорания сведены в таблицу 3.3.

Таблица 3.3 – Объемы воздуха и продуктов сгорания

Величина	Обозначение	Значение
Теоретический объем воздуха, м <sup>3</sup> /кг	$V_B^0$	4,26
Объем азота, м <sup>3</sup> /кг	$V_{N_2}^0$	3,37
Объем трехатомных газов м <sup>3</sup> /кг	$V_{RO_2}^0$	0,83
Объем водяных паров, м <sup>3</sup> /кг	$V_{H_2O}^0$	0,81
Объем дымовых газов, м <sup>3</sup> /кг	$V_{\Gamma}^0$	5,02

Действительные объемы продуктов сгорания по газоходам при  $\alpha > 1$ .

Объем водяных паров, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0. \quad (6)$$

Полный объем газов, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1,016 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0. \quad (7)$$

Объемная доля трех атомных газов:

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_{\Gamma}}. \quad (8)$$

Объемная доля водяных паров:

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{\Gamma}}. \quad (9)$$

Суммарная объемная доля:

$$r_{II} = r_{RO_2} + r_{H_2O}. \quad (10)$$

Масса дымовых газов, кг/кг:

$$G_{\Gamma} = 1 - \frac{A^P}{100} + 1,306 \cdot \alpha \cdot V_B^0. \quad (11)$$

Концентрация золовых частиц:

$$\mu_{зл} = \frac{A^P \cdot a_{yH}}{100 \cdot G_T}, \quad (12)$$

где  $a_{yH} = 0,995$  – доля золы топлива, уносимой дымовыми газами (по результатам испытаний).

Действительные объемы продуктов сгорания по газоходам при коэффициенте избытка воздуха больше единицы, их масса, а также концентрация угольной пыли, подсчитанные для различных участков газохода, занесены в таблицу 3.4.

Энтальпия газов при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1$  и температуре газов  $\vartheta$ , °С, кДж/кг:

$$H_z^0 = V_{RO_2} \cdot (C\vartheta)_{CO_2} + V_{N_2}^0 \cdot (C\vartheta)_{N_2} + V_{H_2O} \cdot (C\vartheta)_{H_2O} \quad (13)$$

Энтальпия воздуха при температуре  $t$ , °С, кДж/кг:

$$H_e = V_e^0 (C\vartheta)_e \quad (14)$$

Таблица 3.4 – Объёмы продуктов сгорания, объёмные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Величины	Обозначение	Газоходы					
		Топка	ШПП-2, ШПП-3, ШПП-1, ШВП	КПП	КВП	ВЭ	ТВП
Коэффициент избытка воздуха	$\alpha$	1,235	1,265	1,271	1,277	1,297	1,327
Средний коэффициент избытка воздуха	$\alpha_{cp}$	1,235	1,25	1,268	1,274	1,287	1,312
Объем водяных паров, м <sup>3</sup> /кг	$V_{H_2O}$	0,826	0,829	0,829	0,83	0,830	0,832
Полный объем газов, м <sup>3</sup> /кг	$V_T$	5,959	6,133	6,168	6,194	6,250	6,358
Объемная доля трехатомных газов	$r_{RO_2}$	0,139	0,135	0,134	0,134	0,132	0,130
Объемная доля водяных паров	$r_{H_2O}$	0,139	0,135	0,134	0,134	0,133	0,131
Суммарная объемная доля газа	$r_n$	0,278	0,270	0,269	0,268	0,265	0,261

Окончание таблицы 3.4

Величины	Обозначение	Газоходы					
		Топка	ШПП-2, ШПП-3, ШПП-1, ШВП	КПП	КВП	ВЭ	ТВП
Масса дымовых газов, кг/м <sup>3</sup>	$G_2$	7,727	7,964	8,008	8,042	8,114	8,253
Концентрация золовых частиц, кг/кг	$\mu_{зл}$	0,0061	0,0059	0,0058	0,0058	0,0058	0,0057

Энтальпия золы при температуре  $t$ , °С, кДж/кг:

$$H_{зл} = (C\vartheta)_{зл} \cdot \frac{A^P}{100} \cdot a_{yn} \quad (15)$$

Так как отношение  $a_{yn} \cdot A^n < 1.4$ , то  $H_{зл} = 0$ .

Результаты расчетов сведены в таблицу 3.5.

Таблица 3.5 – Энтальпия продуктов сгорания ( $H - \vartheta$  - таблица)

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$H_2^0$ , кДж/кг	$H_6$ , кДж/кг	$H = H_2^0 + (\alpha - 1)H_6 + H_{зл}$ , кДж/кг					
			$H_m$	$H_{\text{штн-1,2,3,штн}}$	$H_{\text{кпн}}$	$H_{\text{квп}}$	$H_{63}$	$H_{63n}$
100	690,26	562,29	802,72	822,40	828,02	833,64	839,27	842,64
200	1399,82	1129,27	1625,68	1665,20	1676,49	1687,79	1699,08	1705,85
300	2129,40	1703,49	2470,09	2529,71	2546,75	2563,78	2580,82	2591,04
400	2922,87	2310,00	3384,87	3465,72	3488,82	3511,92	3535,02	3548,88
500	3706,91	2916,89	4290,28	4392,38	4421,54	4450,71	4479,88	4497,38
600	4512,05	3537,85	5219,62	5343,44	5378,82	5414,20		
700	5338,11	4171,03	6172,32	6318,31	6360,02	6401,73		
800	6182,49	4813,93	7145,27	7313,76	7361,90			
900	7042,03	5467,44	8135,52	8326,88	8381,56			
1000	7916,20	6128,18	9141,84	9356,33	9417,61			
1100	8804,04	6839,42	10171,92	10411,30	10479,70			
1200	9703,26	7476,01	11198,47	11460,13	11534,89			
1300	10615,00	8161,60	12247,32	12532,98				
1400	11533,01	8852,04	13303,42	13613,24				
1500	12460,53	9545,68	14369,67	14703,77				
1600	13395,65	10244,77	15444,61					
1700	14339,85	10945,91	16529,03					
1800	15286,30	11648,07	17615,91					
1900	16238,83	12359,13	18710,66					
2000	17196,40	13070,96	19810,60					
2100	21638,92	13788,03						
2200	19124,74	14503,65						
2300	20095,61	15223,66						

### 3.1.3 Тепловой баланс, коэффициент полезного действия и расход топлива котельного агрегата

Составление теплового баланса котельного агрегата заключается в установлении равенства между поступающим в котельный агрегат количеством тепла, называемым располагаемым теплом  $Q_p^p$ , и суммой полезно использованного тепла  $Q_l$  и тепловых потерь  $Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6$ . На основании теплового баланса вычисляются КПД и необходимый расход топлива.

Располагаемая теплота сжигаемого топлива, кДж/кг:

$$Q_p^p = Q_n^p. \quad (16)$$

Общее уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (17)$$

или

$$1 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6. \quad (18)$$

КПД котельного агрегата рассчитывается по формуле:

$$\eta_{ка} = q_1 = 1 - \sum q_i. \quad (19)$$

Потеря тепла с уходящими газами:

$$q_2 = \frac{(H_{yг} - \alpha_{yг} H_{хв})}{Q_n^p} \cdot (100 - q_4), \quad (20)$$

где  $q_4 = 0,43\%$  – потеря от механической неполноты сгорания (по результатам испытаний);

$\alpha_{yг}$  – коэффициент избытка воздуха за последней ступенью нагрева;

$H_{yг}$  – энтальпия уходящих газов (см. таблицу 3.5);

$H_{хв}$  – энтальпия холодного воздуха (см. таблицу 3.5).

Потеря тепла в окружающую среду от наружного охлаждения  $q_5$  принимается по результатам испытаний котельного агрегата:

$$q_5 = 0,43. \quad (21)$$



Коэффициент сохранения тепла:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100}. \quad (22)$$

Потеря с физическим теплом шлака  $q_6$ , %:

$$q_6 = \frac{a_{шл}(ct)_{шл} A^p}{Q_n^p}, \quad (23)$$

где  $a_{шл}$  - доля шлакоулавливания в топочной камере;

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

Сумма потерь тепла в котельном агрегате, %:

$$\sum q_i = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6. \quad (24)$$

Коэффициент полезного действия котельного агрегата брутто, %:

$$\eta_{ка}^{бp} = 100 - \sum q_i. \quad (25)$$

Полезно использованное тепло в котельном агрегате, кДж/с:

$$Q_1 = D_n (h_n - \bar{t}_{нс}) + D_{nn} \cdot (i_{nn}^{блх} - i_{nn}^{ex}) + Q_{всто}, \quad (26)$$

где  $D_n$  – расход перегретого пара, кг/с;

$D_{nn}$  – расход вторичного пара, кг/с;

$h_n$  – энтальпия перегретого пара, кДж/кг;

$t_{нс}$  – энтальпия питательной воды, кДж/кг;

$i_{nn}^{блх}$  – энтальпия вторичного пара на выходе из проперегревателя, кДж/кг;

$i_{nn}^{ex}$  – энтальпия вторичного пара на входе в проперегреватель, кДж/кг;

$Q_{всто} = 58194,4$  кДж/с – тепло, использованное в воздуховодяном теплообменнике.

Полный расход топлива на котельный агрегат, кг/с:

$$B = \frac{Q_1}{Q_p^p \cdot \eta_{ка}^{бp}}. \quad (27)$$

Расчетный расход топлива, кг/с:

$$B_p = B \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right). \quad (28)$$

Расчет теплового баланса и расхода топлива сведен в таблицу 3.6.

Таблица 3.6 – Тепловой баланс и расход топлива

Наименование	Обозначение	Значение
Потери тепла, %:		
с уходящими газами	$q_2$	6,926
с химическим недожогом	$q_3$	0
с механическим недожогом	$q_4$	0,5
в окружающую среду	$q_5$	0,43
с теплом шлака	$q_6$	0,0068
Коэффициент сохранения тепла	$\varphi$	0,996
КПД котла, %	$\eta_{ка}^{бр}$	92,137
Расход топлива, т/ч (кг/с):		
полный	$B$	507,457 (140,960)
расчетный	$B_p$	504,920 (140,256)
Полезно использованное тепло, кДж/с	$Q_1$	1988698,536

### 3.1.4 Расчет теплообмена в топке

При поверочном тепловом расчёте топочной камеры определяются теоретическая температура горения  $\vartheta_a$  и температура газов на выходе из топки  $\vartheta_T''$ , при этом должны быть известны конструктивные данные топочной камеры. Для выполнения теплового расчета составляется эскиз (рисунок 3.1).

Температура обогреваемой среды определяется по зонам. Зоны соответствуют поверхностям нагрева топочной камеры. Первая зона (НРЧ-1) находится в районе холодной воронки, вторая зона (НРЧ-2) находится над первой в районе расположения горелочных устройств. Третья (ВРЧ) и четвертая (ВРЧ ФР) зоны расположены последовательно выше второй зоны.

Адиабатическая температура горения  $\vartheta_a$ , °С определяется по полезному тепловыделению в топке  $Q_T$  при избытке воздуха  $\alpha_T$  по таблице 3.4.

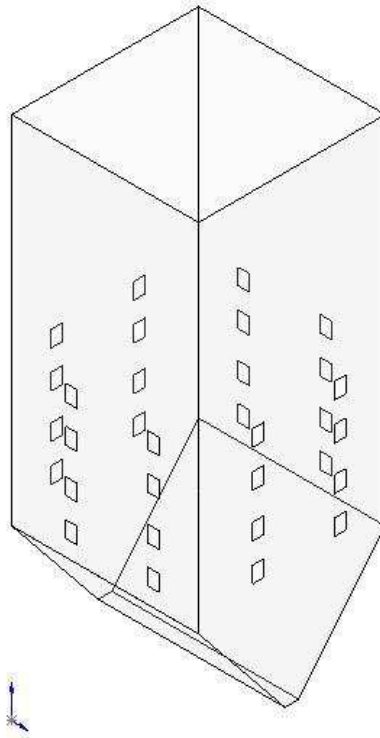


Рисунок 3.1 – Эскиз топочной камеры

Полезное тепловыделение в топке, кДж/кг:

$$Q_{\Gamma} = Q_{\text{н}}^p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_{\text{в}} + \sum rI_{\text{отб}}^{\Gamma}, \quad (29)$$

где  $q_3, q_4, q_6$  – потери тепла от химической и механической неполноты сгорания топлива, с теплом шлака, %;

$Q_{\text{в}}$  – тепло, вносимое в топку воздухом, кДж/кг;

$\sum rI_{\text{отб}}^{\Gamma}$  – тепло рециркуляции газов, кДж/кг, учитывается в случае возврата в топку части газов, отобранных из газоходов котла, за котлом или из верхней части топки.

Температура газов на выходе из топки, °С:

$$g_{\Gamma}'' = \frac{T_a}{1 + M \cdot B\tilde{y}^{0,3} \left[ \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \psi_{\text{cp}} F_{\text{cm}} T_a^3}{\varphi B_p (Vc)_{\text{cp}}} \right]^{0,6}} - 273, \quad (30)$$

где  $T_a$  - теоретическая (адиабатная) температура продуктов сгорания в топке, К;

$M$  – эмпирический параметр, учитывает положение пылеугольного факела в камерной топке;

$B\tilde{y}$  – эффективное значение критерия Бугера;

$\psi_{cp}$  – среднее значение коэффициента тепловой эффективности;

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

$\varphi$  – коэффициент сохранения тепла;

$(Vc)_{cp}$  – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива, кДж/(кг·К).

Результаты расчета теплообмена в топке, а так же ее основные конструктивные характеристики представлены в таблицах 3.7 и 3.8.

Таблица 3.7 – Характеристики радиационных пакетов

Наименование	Обозначение	НРЧ-1	НРЧ-2	ВРЧ ТОП	ВРЧ ФР
Тип пучка		Радиац.	Радиац.	Радиац.	Радиац.
Характер тока					
Материал		12X1МФ	12X1МФ	12X1МФ	12X1МФ
Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	F	1380	3280	996	384
Наружный диаметр, мм	d <sub>нар</sub>	32	32	32	32
Толщина стенки, мм	δ	6	6	6	6
Живое сечение греющего теплоносителя, м <sup>2</sup>	F <sub>газ</sub>	532,7	532,7	532,7	532,7
Живое сечение обогреваемого теплоносителя, м <sup>2</sup>	F <sub>сеч</sub>	0,181	0,422	0,603	0,146
Поперечный шаг, мм	S <sub>1</sub>	48	48	48	48
Продольный шаг, мм	S <sub>2</sub>				
Кэф-ент тепловой эффективности	ψ	0,315	0,315	0,315	0,315
Перепад давления, кгс/см <sup>2</sup>	Δр	-3,5	-3,5	-2,7	-1
Тепловсприятие поверхности, кДж/кг	Q <sub>пов</sub>	887,861	2052,681	664,115	2352,897
Линейная скорость раб. среды, м/с	w <sub>раб.ср</sub>	3,2	2,9	3,4	3,5
Линейная скорость газа, м/с	w <sub>газ</sub>				
Температура газов на входе в поверхность, °С	T'	1419	1419	1419	1419

Окончание таблицы 3.7

Наименование	Обозначение	НРЧ-1	НРЧ-2	ВРЧ ТОП	ВРЧ ФР
Температура газов на выходе из поверхности, °С	$T''$	1125	1125	1125	1125
Температура раб. среды на входе в поверхность, °С	$t'$	347	371	399	403
Температура раб. среды на выходе из поверхности, °С	$t''$	385	399	403	415

Таблица 3.8 – Характеристика топки

Наименование	Обозначение	Значение
Объем топки, м <sup>3</sup>	$V_T$	34670
Эф. толщина излучающего слоя, м	$S_T$	16,7
Коэффициент избытка воздуха в топке	$\alpha_T$	1,235
Теплонапряжение объема, мкал/м <sup>3</sup> ·ч	$q_v$	54,7
Теплонапряжение сечения, мкал/м <sup>2</sup> ·ч	$q_f$	3562,8
Полезное тепловыделение, кДж/кг	$Q_{л}$	19644,815
Степень черноты	$a_T$	0,965
Коэффициент эффективности	$\psi$	0,301
Адиабатическая температура, °С	$t_{ад}$	1419
Темп. газов на выходе из топки, °С	$\Theta_{вых}$	1126

### 3.1.5 Расчет полурadiaционных и конвективных поверхностей нагрева

В результате поверочного расчета полурadiaционных и конвективных поверхностей нагрева определяется их тепловосприятие, значения температуры газов за поверхностями  $\vartheta''$  и температуры пара на выходе из них  $t''$ .

В основу поверочного расчета 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.

Для расчета тепловосприятий поверхностей нагрева используется уравнение теплового баланса отдельных поверхностей нагрева.

Теплота, отданная газами, кДж/кг:

$$Q = \varphi \cdot (H' - H'' + \Delta\alpha \cdot H_{прс}^0), \quad (31)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сохранения теплоты, учитывающий потери теплоты поверхностью в окружающую среду;

$H', H''$  – энтальпия газов на входе в поверхность и на выходе из нее, кДж/кг;

$\Delta\alpha$  – изменение избытка воздуха в поверхности;

$H_{прс}^0$  – энтальпия присасываемого воздуха, кДж/кг.

Теплота, воспринятая рабочей средой, кДж/кг:

$$Q_{\sigma} = \frac{D}{B_p} \cdot (h'' - h'). \quad (32)$$

В ширмовых и конвективных пароперегревателях, получающих теплоту излучением из топки, кДж/кг:

$$Q_{\sigma} = \frac{D}{B_p} \cdot (h'' - h') - Q_{л},$$

где  $D$  – расход рабочей среды через рассчитываемую поверхность, кг/с;

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

$h'', h'$  – энтальпия среды на входе и на выходе из поверхности, кДж/кг;

$Q_{л}$  – теплота, полученная поверхностью излучением из топки, кДж/кг.

Теплота, воспринятая воздухом, кДж/кг:

$$Q_{\text{вн}} = (\beta_{\text{вн}}'' + \frac{\Delta\alpha_{\text{вн}}}{2} + \beta_{\text{рц}}) \cdot (H_{\text{вн}}^{0''} - H_{\text{вн}}^{0'}), \quad (33)$$

где  $\beta_{\text{вн}}''$  – отношение количества воздуха за воздухоподогревателем к теоретически необходимому;

$\beta_{\text{рц}}$  – доля рециркулирующего воздуха в воздухоподогревателе;

$H_{\text{вн}}^{0''}, H_{\text{вн}}^{0'}$  – энтальпия воздуха на выходе из воздухоподогревателя и на входе;

$\Delta\alpha_{\text{вн}}$  – присос воздуха в воздухоподогревателе.

Балансовое тепло, кДж/кг:

$$Q_6 = \frac{K \cdot \Delta t \cdot F_{нов}}{B_p} \cdot 10^3, \quad (34)$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);

$\Delta t$  – температурный напор, °С;

$F_{нов}$  – площадь поверхности нагрева, м<sup>2</sup>.

Проверка правильности распределения тепловосприятий осуществляется сведением теплового баланса.

Результаты расчета ширмовых поверхностей нагрева представлены в таблице 3.9, конвективных – в таблице 3.10.

Таблица 3.9 – Результаты теплогидравлического расчета ширмовых поверхностей нагрева

Наименование	Обозначение	ШПП-2	ШПП-3	ШПП-1	ШВП
<i>Конструктивные характеристики</i>					
Тип пучка		коридор.	коридор.	коридор.	коридор.
Характер тока		прямоток	прямоток	прямоток	прямоток
Материал		12X1МФ	12X1МФ	12X1МФ	12X1МФ
Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	$F$	3960,0	3670,0	3960,0	5630,0
Наружный диаметр трубы, мм	$d_n$	32,0	32,0	32,0	57,0
Толщина стенки трубы, мм	$\delta$	6,0	6,0	6,0	4,0
Живые сечения для прохода:					
греющей среды, м <sup>2</sup>	$f_r$	810,0	810,0	718,0	490,0
Обогреваемой среды, м <sup>2</sup>	$f_n$	0,406	0,600	0,477	1,991
Поперечный шаг, мм	$s_1$	576,0	576,0	576,0	447,0
Продольный шаг, мм	$s_2$	48,0	38,0	38,0	63,0
Длина трубы	$l$	32,0	24,3	21,7	31,3
К-ент тепл. эффективности	$\psi$	0,410	0,680	0,610	0,60
Перепад давления, кгс/см <sup>2</sup>	$\Delta p$	-4,80	-4,70	-6,00	-0,43
<i>Параметры греющего теплоносителя</i>					
Эф. толщина излуч. слоя, м	$S$	0,767	0,767	0,751	0,692
Степень черноты потока	$a$	0,217	0,227	0,237	0,236
Линейная скорость, м/с	$\omega_r$	7,4	7,0	7,3	10,2
Тепловосприятие					
по балансу, кДж/кг	$Q_6$	880,738	975,013	829,2	726,546
из топки, кДж/кг	$Q_d$	60,755	46,09	5,028	32,263
Энтальпия					
на входе, кДж/кг	$H'$	15154,0	14111,08	12570,84	11689,26
на выходе, кДж/кг	$H''$	14111,0	12917,35	11689,26	10916,63

Окончание таблицы 3.9

Наименование	Обозначение	ШПП – 2	ШПП – 3	ШПП – 1	ШВП
Температура					
на входе, °С	$T'$	1125	1055	951	890
на выходе, °С	$T''$	1055	974	890	836
<i>Параметры обогреваемой среды</i>					
Линейная скорость, м/с	$\omega_{\text{п}}$	13,2	11,0	9,5	29,6
Энтальпия					
на входе, кДж/кг	$h'$	2777,55	2967,78	2615,82	3382,17
на выходе, кДж/кг	$h''$	2967,78	3173,51	2777,55	3552,70
Температура					
на входе, °С	$t'$	432	463	417	469
на выходе, °С	$t''$	463	509	432	545
<i>Теплопередача</i>					
Теплоотдача:					
конвекцией, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$\alpha_{\text{к}}$	58,58	43,04	44,54	40,6
излучением, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$\alpha_{\text{л}}$	64,38	65,08	51,74	54,75
от газов к стенке трубы, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$\alpha_1$	123,42	109,5	100	98,83
от стенки к рабочей среде, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$\alpha_2$	11362,9	6639,492	13355,08	1219,97
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$K$	48,4	70,6	59,16	51,50
Температурный напор, °С	$\Delta t$	642	526	495	350

Таблица 3.10 – Результаты теплогидравлического расчета конвективных поверхностей нагрева

Наименование	Обозначение	КПП П	КПП ТР	КВП	ВЭ	ТВП
<i>Конструктивные характеристики</i>						
Тип пучка		шахмат.	коридор.	шахмат.	шахмат.	шахмат.
Характер тока		прямот.	против	против	против.	двухход.
Материал		12Х1МФ	12Х18Н12Т	12Х1МФ	12Х1МФ	Ст.20
Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	$F$	7040,0	1730,0	19250,0	19100,0	169000
Наружный диаметр трубы, мм	$d_{\text{н}}$	37,0	36,0	57,0	42,0	40,0
Толщина стенки трубы, мм	$\delta$	7,0	6,5	4,0	6,5	1,6
Живые сечения для:						
греющей среды, м <sup>2</sup>	$f_{\text{г}}$	295,0	295,0	261,0	257,0	114,0
обогреваемой среды, м <sup>2</sup>	$f_{\text{п}}$	0,558	0,558	3,8	0,764	129,0
Поперечный шаг, мм	$s_1$	204,0	281,0	204,0	126,0	54,0
Продольный шаг, мм	$s_2$	50,0	44,0	80,0	61,5	40,5
Длина трубы	$l$	82,1	12,0	55,8	84,3	6,0



Окончание таблицы 3.10

Наименование	Обозначение	КПП П	КПП ТР	КВП	ВЭ	ТВП
Коэф - ент тепловой эффективности	$\psi$	0,40	0,40	0,45	0,663	
Перепад давления, кгс/см <sup>2</sup>	$\Delta p$	-10	-2	-0,36	-0,29	1,43
<i>Параметры греющего теплоносителя</i>						
Эф. толщина излуч. слоя, м	$S$	0,238	0,238	0,277	0,172	0,033
Степень черноты потока	$a$	0,150	0,150	0,176	0,153	0,072
Линейная скорость, м/с	$\omega_r$	13,8	13,8	13,1	10,7	15,5
Тепловосприятие						
по балансу, кДж/кг	$Q_b$	701,83	121,09	2334,249	1239,4	1992,35
из топки, кДж/кг	$Q_d$	57,40	14,25	-	-	-
Энтальпия						
на входе, кДж/кг	$H'$	9591,33	9591,33	8224,97	5434,849	3396,0
на выходе, кДж/кг	$H''$	8224,97	8224,97	5434,849	4174,078	1395,27
Температура						
на входе, °С	$T'$	833	833	724	493	369
на выходе, °С	$T'''$	724	724	493	384	156
<i>Параметры обогреваемой среды</i>						
Линейная скорость, м/с	$\omega_n$	14,6	15,8	12,3	1,2	11,0
Энтальпия						
на входе, кДж/кг	$h'$	3143,76	3288,73	2933,0	1202,111	371,65
на выходе, кДж/кг	$h''$	3288,73	3314,71	3476,443	1451,416	1854,49
Температура						
на входе, °С	$t'$	501	537	285	274	65
на выходе, °С	$t''$	537	544	511	323	317
<i>Теплопередача</i>						
Теплоотдача:		112,98	67,98	91,06		
конвекцией, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$\alpha_k$	40,6	40,72	27,14	90,89	50,58
излучением, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$\alpha_d$	150,45	103,36	11229	12,76	2,09
от газов к стенке трубы, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$\alpha_1$	6435,33	138,02	684,4	103,59	52,66
от стенки к рабочей среде, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$\alpha_2$	55,91	38,98	80,39	9720,8	87,0
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$K$	249	251	211	66,58	27,84
Температурный напор, °С	$\Delta t$	112,98	67,98	91,06	136	59

### 3.2 Определение площади поверхности Л-ШПП

Расчет Л-ШПП необходимо выполнить конструктивным методом. Задача конструктивного теплового расчета заключается в выборе компоновки поверхностей нагрева и определении необходимой площади поверхности при условии

сохранения значения теплового потока пакета КПП (КПП ПАК) и подвесных труб КПП (КПП ТР). [4]

Сначала площадь была определена в первом приближении на основании результатов таблицы 3.10. Был произведен тепловой расчет в программе «ТРАКТ», результаты которого были взяты для повторного расчета.

Исходные данные для расчета представлены в таблице 3.11.

Таблица 3.11 – Исходные данные

Наименование	Обозначение	Значение
Тепловосприятие:		
по балансу, кДж/кг	$Q_b$	822,916
из топки, кДж/кг	$Q_d$	71,649
Расчетный расход топлива, кг/с	$B_p$	137,473
Температурный напор, °С	$\Delta t$	230
Поперечный шаг, мм	$s_1$	280
Продольный шаг, мм	$s_2$	48
Наружный диаметр трубы, мм	$d_H$	32
Толщина стенки трубы, мм	$\delta$	6
Ширина газохода, м	$b$	20,428

По выбранному поперечному шагу труб  $s_1$  и ширине газохода  $b$  рассчитывается количество рядов змеевиков поперек движения газов, шт:

$$z_1 = \frac{2 \cdot b}{s_1} - 1 = \frac{2 \cdot 20,428}{0,28} - 1 = 146. \quad (35)$$

Количество параллельно включенных трубок в одной ширме, шт:

$$n_{ш} = \frac{B}{s_2} - 1, \quad (36)$$

где  $B$  – ширина ленты ширмы, принимаем 0,9 м (рисунок 3.2).

$$n_{ш} = \frac{0,9}{0,048} - 1 = 18$$

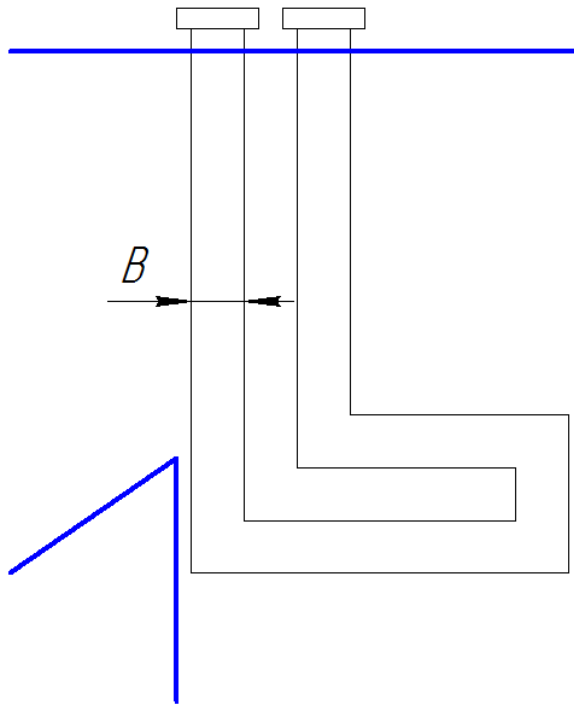


Рисунок 3.2 – Схема L-ШПП

Скорость газов в межтрубном пространстве, м/с:

$$\omega_2 = \frac{B_p \cdot V_2 \cdot (g_{cp} + 273)}{273 \cdot f_2}, \quad (37)$$

где  $B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с;

$V_2$  – объем газов, м<sup>3</sup>/кг (по таблице 3.10);

$g_{cp} = \frac{824 + 681}{2} = 752,5$  – средняя температура газов, °С;

$f_2 = 398$  – площадь живого сечения для прохода газов, м<sup>2</sup>.

$$\omega_2 = \frac{137,473 \cdot 7,532 \cdot (752,5 + 273)}{273 \cdot 398} = 9,773 \text{ м/с.}$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией находим по [4], Вт/(м<sup>2</sup> · °С):

$$\alpha_k = \alpha_n \cdot c_\phi, \quad (38)$$

где  $\alpha_n = 78$  Вт/(м<sup>2</sup> · °С);

$$c_\phi = 1,1.$$

$$\alpha_k = 78 \cdot 1,1 = 85,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

Средняя скорость пара в пароперегревателе, м/с:

$$\omega_n = \frac{D_{ne} \cdot v_{ne}}{f_n}, \quad (39)$$

где  $D_{ne}$  – расход острого пара, м/с;

$v_{ne} = 0,0126$  – средний удельный объем пара, определяемый по давлению острого пара и средней температуре пара в пароперегревателя, м<sup>3</sup>/кг;

$f_n$  – площадь живого сечения для прохода пара, м<sup>2</sup>:

$$f_n = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot z_1 \cdot n_{\text{ш}} \quad (40)$$

где  $d_{\text{вн}} = d_n - 2 \cdot \delta = 0,036 - 2 \cdot 0,006 = 0,02$  – внутренний диаметр труб, м.

$$f_n = \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} \cdot 146 \cdot 18 = 0,826 \text{ м}^2.$$

$$\omega_n = \frac{736,1 \cdot 0,0126}{0,826} = 11,234 \text{ м/с.}$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к пару по [4], Вт/(м<sup>2</sup> · °С):

$$\alpha_2 = \alpha_n \cdot c_d, \quad (41)$$

где  $\alpha_n = 4500$  Вт/(м<sup>2</sup> · °С);

$$c_d = 1,05.$$

$$\alpha_2 = 4500 \cdot 1,05 = 4725 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

Температура наружных загрязнений труб, °С:

$$t_3 = t_{cp} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{B_p \cdot (Q_6 + Q_7)}{F} \cdot 10^3, \quad (42)$$

где  $t_{cp}$  – средняя температура пара в пароперегревателе, °С;

$\varepsilon = 0,00625$  – коэффициент загрязнения поверхности, (м<sup>2</sup>К/Вт), определяем по [4];

$F$  – площадь поверхности L-ШПП, м<sup>2</sup>.

Площадь поверхности L-ШПП определяется методом последовательных приближений. В результате последней итерации была получена площадь 6798 м<sup>2</sup>.

$$t_3 = 520 + \left( 0,00625 + \frac{1}{4725} \right) \cdot \frac{137,473 \cdot (822,916 + 71,649)}{7950} \cdot 10^3 = 619,955 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Степень черноты газов в пароперегревателе:

$$a_{\text{ШПП}} = 1 - e^{-kpS_{\text{умн}}}, \quad (43)$$

где  $k$  – коэффициент поглощения среды, 1/(м·МПа);

$p = 0,1$  – давление в топке, МПа;

$S_{\text{умн}}$  – эффективная толщина излучающего слоя, м.

Коэффициент поглощения среды:

$$k = k_2 \cdot r_n + k_{\text{зл}} \cdot \mu_{\text{зл}}, \quad (44)$$

где  $k_2$  – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания, 1/(м·Мпа);

$k_{\text{зл}}$  – коэффициент поглощения лучей взвешенными в топочной среде частицами золы, 1/(м·МПа);

$r_n$  – суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания;

$\mu_{\text{зл}}$  – концентрация золовых частиц в пароперегревателе.

$$k_2 = \left( \frac{7,8 + 12 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{r_n \cdot S_{\text{умн}}}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \frac{T''}{1000} \right) \quad (45)$$

где  $r_{\text{H}_2\text{O}}$  – объемная доля водяных паров (по таблице 3.4);

$r_n$  – суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания (по таблице 3.4);

$T'' = \vartheta'' + 270 = 681 + 237 = 954$  – температура газов на выходе из пароперегревателя, К;

$S_{\text{умн}}$  – толщина излучающего слоя, м:

$$S_{\text{шнн}} = \frac{1,8}{\frac{1}{A} + \frac{1}{B} + \frac{1}{s_1}}, \quad (46)$$

где  $A, B, s_1$  – высота, ширина и глубина единичной камеры, образованной двумя соседними ширмами, м.

$$S_{\text{шнн}} = \frac{1,8}{\frac{1}{20} + \frac{1}{2,2} + \frac{1}{0,28}} = 0,442 \text{ м.}$$

$$k_z = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,137}{\sqrt{0,276 \cdot 0,442}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \frac{954}{1000} \right) = 17,871 \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)}.$$

Коэффициент поглощения лучей взвешенными в топочной среде частицами золы,  $1/(\text{м} \cdot \text{Мпа})$ :

$$k_{\text{зл}} = \frac{43 \cdot \rho_z}{(T'' \cdot d_{\text{зл}})^{0,67}}, \quad (47)$$

где  $\rho_z = 1300$  – плотность газов,  $\text{г/нм}^3$ ;

$T''$  – температура газов на выходе из пароперегревателя, К;

$d_{\text{зл}} = 16$  – диаметр золовых частиц, мкм.

$$k_{\text{зл}} = \frac{43 \cdot 1300}{(954 \cdot 16)^{0,67}} = 87,974 \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)}.$$

Коэффициент поглощения среды по (44):

$$k = 17,871 \cdot 0,276 + 87,974 \cdot 0,0049 = 5,363 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Тогда степень черноты по (43):

$$a_{\text{шнн}} = 1 - e^{-5,363 \cdot 0,1 \cdot 0,442} = 0,211.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением по [4],  $\text{Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$ :

$$\alpha_l = \alpha_n \cdot a_{\text{шнн}}, \quad (48)$$

где  $\alpha_n = 180 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$ .

$$\alpha_l = 180 \cdot 0,211 = 37,961 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Общий коэффициент теплоотдачи от газов к стенке труб пароперегревателя, Вт/(м<sup>2</sup>·°С):

$$\alpha_1 = \zeta \left( \alpha_k \frac{\pi d_n}{2s_2 x_u} + \alpha_l \right), \quad (49)$$

где  $\alpha_k$  – коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);

$\zeta$  – коэффициент использования [4];

$x_u$  – угловой коэффициент ширм, [4];

$\alpha_l$  – коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

$$\alpha_1 = 0,85 \left( 85,8 \frac{\pi \cdot 0,032}{2 \cdot 0,048 \cdot 0,99} + 37,961 \right) = 109,441 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С):

$$K = \frac{\alpha_1}{1 + \left( 1 + \frac{Q_6}{Q_6} \right) \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \alpha_1}, \quad (50)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке труб, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);

$\varepsilon = 0,00625$  – коэффициент загрязнения поверхности [4], (м<sup>2</sup>К/Вт);

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к пару, Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

$$K = \frac{109,411}{1 + \left( 1 + \frac{71,649}{822,916} \right) (0,00625 + 4725) \cdot 109,411} = 61,865 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

Необходимая площадь поверхности нагрева определяется из уравнения теплообмена, м<sup>2</sup>:

$$F = \frac{Q_6 \cdot B_p}{\Delta t \cdot K} \cdot 10^3, \quad (51)$$

где  $B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с;

$K$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);

$\Delta t$  – температурный напор, °С.

$$F = \frac{822,916 \cdot 137,473}{230 \cdot 61,865} \cdot 10^3 = 7950 \text{ м}^2.$$

Средняя длина змеевика в ленте ширмового пароперегревателя, м:

$$l_{cp} = \frac{F}{\pi \cdot d_{cp} \cdot z_1 \cdot n_{ш}}, \quad (52)$$

где  $d_{cp} = \frac{d_n + d_{вн}}{2} = \frac{0,032 + 0,02}{2} = 0,026$  – средний диаметр труб, м.

$$l_{cp} = \frac{7950}{\pi \cdot 0,026 \cdot 146 \cdot 18} = 37 \text{ м.}$$

Схема поворотной камеры изображена на рисунке 3.3.

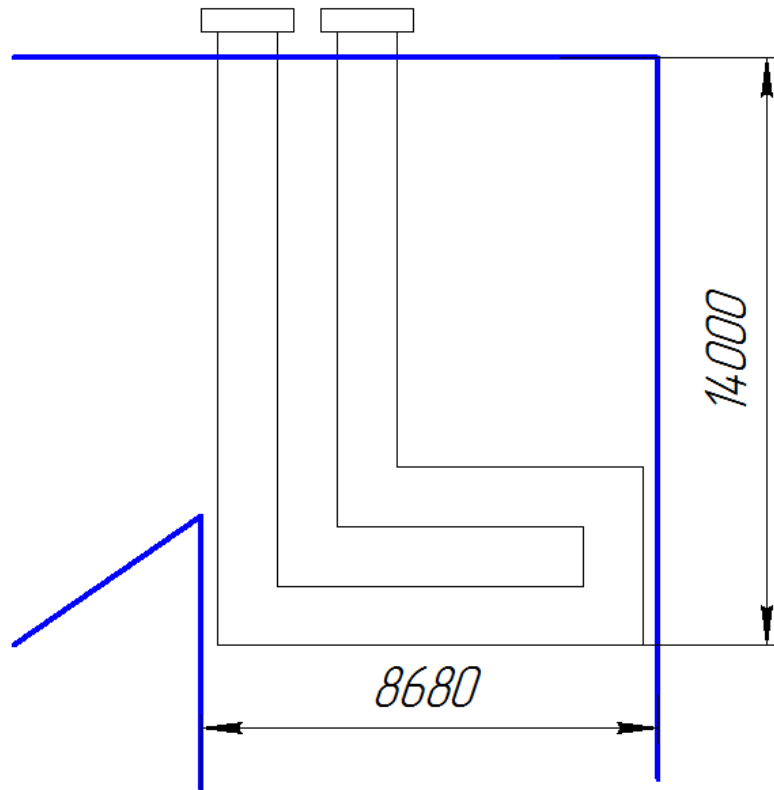


Рисунок 3.3 – Схема поворотной камеры

По рисунку 3.3 видно, что полученные размеры L-ШПП соответствуют размерам поворотной камеры котла.

В результате общая площадь L-ШПП составляет  $7950 \text{ м}^2$ , что меньше величины площади пакета КПП и отводящих труб КПП на  $820 \text{ м}^2$ .



### 3.3 Тепловой расчет котельного агрегата после реконструкции

После замены КПП на L-ШПП был произведен повторный расчет в программе «ТРАКТ».

В таблицах 3.12 – 3.16 представлен расчет котельного агрегата после реконструкции.

Таблица 3.12 – Тепловой баланс и расход топлива

Наименование	Обозначение	Значение
Потери тепла, %:		
с уходящими газами	$q_2$	6,617
с химическим недожогом	$q_3$	0
с механическим недожогом	$q_4$	0,5
в окружающую среду	$q_5$	0,43
с теплом шлака	$q_6$	0,0068
Коэффициент сохранения тепла	$\varphi$	0,996
КПД котла, %	$\eta_{ка}^{бр}$	92,446
Расход топлива, т/ч (кг/с):		
полный	$B$	492,974 (136,937)
расчетный	$B_p$	490,509 (136,253)
Полезно использованное тепло, кДж/с	$Q_1$	1937671,319

Таблица 3.13 – Характеристики радиационных пакетов

Наименование	Обозначение	НРЧ-1	НРЧ-2	ВРЧ ТОП	ВРЧ ФР
Тип пучка		Радиац.	Радиац.	Радиац.	Радиац.
Характер тока					
Материал		12X1МФ	12X1МФ	12X1МФ	12X1МФ
Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	$F$	1380	3280	996	384
Наружный диаметр, мм	$d_{нар}$	32	32	32	32
Толщина стенки, мм	$\delta$	6	6	6	6
Живое сечение греющего теплоносителя, м <sup>2</sup>	$F_{газ}$	532,7	532,7	532,7	532,7
Живое сечение обогреваемого теплоносителя, м <sup>2</sup>	$F_{сеч}$	0,181	0,422	0,603	0,146
Поперечный шаг, мм	$S_1$	48	48	48	48
Продольный шаг, мм	$S_2$				
Коэф-ент тепловой эффективности	$\psi$	0,315	0,315	0,315	0,315
Перепад давления, кгс/см <sup>2</sup>	$\Delta p$	-3,5	-3,5	-2,7	-1
Тепловосприятие поверхности, кДж/кг	$Q_{пов}$	885,35	2046,82	662,02	235,06

Окончание таблицы 3.13

Наименование	Обозначение	НРЧ-1	НРЧ-2	ВРЧ ТОП	ВРЧ ФР
Линейная скорость раб. среды, м/с	$w_{\text{раб.ср}}$	3,2	2,9	3,4	3,5
Линейная скорость газа, м/с	$w_{\text{газ}}$				
Температура газов на входе в поверхность, °С	$T'$	1412	1412	1412	1412
Температура газов на выходе из поверхности, °С	$T''$	1114	1114	1114	1114
Температура раб. среды на входе в поверхность, °С	$t'$	346	370	395	399
Температура раб. среды на выходе из поверхности, °С	$t''$	383	395	399	409

Таблица 3.14 – Характеристика топки

Наименование	Обозначение	Значение
Объем топки, м <sup>3</sup>	$V_T$	34670
Эф. толщина излучающего слоя, м	$S_T$	16,7
Коэффициент избытка воздуха в топке	$\alpha_T$	1,235
Теплонапряжение объема, мкал/м <sup>3</sup> ·ч	$q_v$	53,2
Теплонапряжение сечения, мкал/м <sup>2</sup> ·ч	$q_f$	3461,1
Полезное тепловыделение, кДж/кг	$Q_{\text{л}}$	19533,78
Степень черноты	$a_T$	0,965
Коэффициент эффективности	$\psi$	0,308
Адиабатическая температура, °С	$t_{\text{ад}}$	1412
Темп. газов на выходе из топки, °С	$\Theta_{\text{вых}}$	1114

Таблица 3.15 – Результаты теплогидравлического расчета ширмовых поверхностей нагрева

Наименование	Обозначение	ШПП-2	ШПП-3	ШПП-1	ШВП
<i>Конструктивные характеристики</i>					
Тип пучка		коридор.	коридор.	коридор.	коридор.
Характер тока		прямоток	прямоток	прямоток	прямоток
Материал		12X1МФ	12X1МФ	12X1МФ	12X1МФ
Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	$F$	3960,0	3670,0	3960,0	5630,0
Наружный диаметр трубы, мм	$d_n$	32,0	32,0	32,0	57,0
Толщина стенки трубы, мм	$\delta$	6,0	6,0	6,0	4,0
Живые сечения для прохода:					
греющей среды, м <sup>2</sup>	$f_r$	810,0	810,0	718,0	490,0
обогреваемой среды, м <sup>2</sup>	$f_{\text{п}}$	0,406	0,600	0,477	1,991
Поперечный шаг, мм	$s_1$	576,0	576,0	576,0	447,0
Продольный шаг, мм	$s_2$	48,0	38,0	38,0	63,0
К-ент тепл. эффективности	$\psi$	0,410	0,680	0,610	0,60

Окончание таблицы 3.15

Наименование	Обозначение	ШПП-2	ШПП-3	ШПП-1	ШВП
Перепад давления, кгс/см <sup>2</sup>	$\Delta p$	-4,80	-4,70	-6,00	-0,43
<i>Параметры греющего теплоносителя</i>					
Эф. толщина излуч. слоя, м	$S$	0,767	0,767	0,751	0,692
Степень черноты потока	$a$	0,218	0,228	0,239	0,237
Линейная скорость, м/с	$\omega_r$	7,1	6,7	7,0	9,8
Тепловосприятие					
по балансу, кДж/кг	$Q_6$	881,57	974,18	824,17	716,49
из топки, кДж/кг	$Q_d$	85,89	60,33	9,218	34,36
Энтальпия					
на входе, кДж/кг	$H'$	14982,60	13939,29	12401,14	11525,01
на выходе, кДж/кг	$H''$	13939,29	12749,82	11525,01	10762,43
Температура					
на входе, °С	$T'$	1113	1044	939	879
на выходе, °С	$T''$	1044	963	879	826
<i>Параметры обогреваемой среды</i>					
Линейная скорость, м/с	$\omega_n$	13,5	11,3	9,6	28,7
Энтальпия					
на входе, кДж/кг	$h'$	2762,47	2953,11	2605,34	3384,26
на выходе, кДж/кг	$h''$	2951,86	3154,65	2762,47	3553,12
Температура					
на входе, °С	$t'$	426	455	412	470
на выходе, °С	$t''$	455	500	426	545
<i>Теплопередача</i>					
Теплоотдача:					
конвекцией, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$\alpha_k$	57,19	41,99	43,38	40,02
излучением, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$\alpha_d$	63,22	63,57	50,46	53,59
от газов к стенке трубы, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$\alpha_1$	120,87	106,95	97,90	96,63
от стенки к рабочей среде, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$\alpha_2$	11493,28	6650,16	13595,90	1192,02
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$K$	47,44	69,02	57,77	51,04
Температурный напор, °С	$\Delta t$	638	522	489	338

Таблица 3.16 – Результаты теплогидравлического расчета конвективных поверхностей нагрева и L-ШПП

Наименование	Обозначение	L-ШПП	КВП	ВЭ	ТВП
<i>Конструктивные характеристики</i>					
Тип пучка		коридор.	шахмат.	шахмат.	шахмат.
Характер тока		прямоток	против	против.	двухход.
Материал		12X1МФ	12X1МФ	12X1МФ	Ст.20
Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	$F$	7950,0	19250,0	19100,0	169000
Наружный диаметр трубы, мм	$d_n$	32,0	57,0	42,0	40,0
Толщина стенки трубы, мм	$\delta$	6,0	4,0	6,5	1,6

Окончание таблицы 3.16

Наименование	Обозначение	L-ШПП	КВП	ВЭ	ТВП
Живые сечения для прохода:					
греющей среды, м <sup>2</sup>	$f_{\Gamma}$	398,0	261,0	257,0	114,0
Обогреваемой среды, м <sup>2</sup>	$f_{\Pi}$	0,826	3,8	0,764	129,0
Поперечный шаг, мм	$s_1$	280	204,0	126,0	54,0
Продольный шаг, мм	$s_2$	48,0	80,0	61,5	40,5
Коэф-ент тепловой эффективности	$\psi$	0,6	0,45	0,663	
Перепад давления, кгс/см <sup>2</sup>	$\Delta p$	-3,41	-0,36	-0,29	1,43
<i>Параметры греющего теплоносителя</i>					
Эф. толщина излуч. слоя, м	$S$	0,442	0,277	0,172	0,033
Степень черноты потока	$a$	0,204	0,179	0,154	0,072
Линейная скорость, м/с	$\omega_{\Gamma}$	9,6	12,2	10,2	14,8
Тепловосприятие					
по балансу, кДж/кг	$Q_6$	954,90	2054,36	1109,51	1934,52
из топки, кДж/кг	$Q_{\text{л}}$	69,55			
Энтальпия					
на входе, кДж/кг	$H'$	9455,57	7618,26	5169,62	3374,63
на выходе, кДж/кг	$H''$	7618,26	5169,62	4042,51	1385,21
Температура					
на входе, °С	$T'$	822	675	470	358
на выходе, °С	$T'''$	675	470	372	151
<i>Параметры обогреваемой среды</i>					
Линейная скорость, м/с	$\omega_{\Pi}$	10,1	11,9	1,2	10,7
Энтальпия					
на входе, кДж/кг	$h'$	3125,32	2933,0	1202,111	371,653
на выходе, кДж/кг	$h''$	3315,13	3397,67	1419,15	1854,49
Температура					
на входе, °С	$t'$	492	286	274	65
на выходе, °С	$t''$	544	476	317	317
<i>Теплопередача</i>					
Теплоотдача:					
конвекцией, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$\alpha_{\text{к}}$	61,3	87,35	88,04	49,18
излучением, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$\alpha_{\text{л}}$	46,0	24,71	12,06	1,97
от газов к стенке трубы, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$\alpha_1$	110,9	106,37	100,1	51,16
от стенки к рабочей среде, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$\alpha_2$	4789,76	685,79	9698,41	85,96
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> · °С)	$K$	62,2	75,63	64,73	27,26
Температурный напор, °С	$\Delta t$	226	192	123	57

### 3.4 Гидравлический расчет

Задачей гидравлического расчета является сравнение полных сопротивлений пакета КПП (до реконструкции) и пакета L-ШПП (после реконструкции). [3]

Гидравлический расчет элементов представлен в таблице 3.17

Таблица 3.17 – Гидравлический расчет

№	Наименование	Формула	КПП	L-ШПП
1	Геометрические данные, мм Количество труб, шт	$d_n \times s/d_{вн}$ $n$	37×7/23 1344	32×6/20 2628
2	Сечение для прохода среды, м <sup>2</sup>	$f = 0,785 \cdot n \cdot d_{вн}^2$	0,558	0,826
3	Весовая скорость среды, кгс/(м <sup>2</sup> ·с)	$\gamma W = D/(3,6 \cdot f)$	1320	891,2
4	Удельный объем, м <sup>3</sup> /кг Удельная плотность, кг/м <sup>3</sup>	$v$ $\rho$	0,01124 90,55	0,01124 90,55
5	Количество и угол поворотов	$n_{пов} \times \alpha^\circ$	4×180°;20×90°; 2×45°;1×30°	4×90°
6	Суммарный коэффициент сопротивления поворотов	$n_{пов} \times \xi_{пов}$	4,76	4·0,2=0,8
7	Коэффициенты сопротивления входа и выхода	$\xi_{вх}/\xi_{вых}$	0,7/1,2	0,7/1,2
8	Длина трубы, м	$l$	82,1	37
9	Приведенный коэффициент трения	$\lambda_0 = \frac{\lambda}{d_{вн}}$	1,2	1,45
10	Полный коэффициент сопротивления	$z = \lambda_0 \cdot l + \sum \xi_{мест}$	105,18	67,45
11	Сопротивление от трения и местных потерь, кгс/см <sup>2</sup>	$\Delta P_{тр,м} = z \frac{(\gamma W)^2 \cdot v}{19,6 \cdot 10^4}$	10,51	3,07
12	Нивелирный перепад, кгс/см <sup>2</sup>	$\Delta P_{нив} = \pm h \cdot \rho$	+0,2	-
13	Полное сопротивление элемента, кгс/см <sup>2</sup>	$\Delta P_{эл} = \Delta P_{тр,м} + \Delta P_{нив}$	10,71	3,07

По результатам расчета видно, что полное сопротивление L-ШПП меньше сопротивления КПП, значит, суммарные потери давления в котле после реконструкции будут меньше. Из этого следует, что напора имеющегося питательного насоса будет достаточно для преодоления этого сопротивления.

### 3.5 Аэродинамический расчет

Задачей аэродинамического расчета является сравнение полных сопротивлений пакета КПП (до реконструкции) и пакета Л-ШПП (после реконструкции)[5].

Так как скорость газов через Л-ШПП меньше 10 м/с, то сопротивление газохода Л-ШПП можно не учитывать [6]. По результатам заводского расчета сопротивление КПП составляет 19 мм вод.ст.

Суммарное сопротивление элементов газохода после реконструкции будет меньше, значит, напора и производительности имеющихся тягодутьевых установок будет достаточно.

### 3.6 Расчет температуры стенки металла

Для надежной работы металла важно, чтобы отвод теплоты от поверхности нагрева протекал при приемлемой температуре стенки.

Температура стенки трубы определяется в трех сечениях:

- 1) на внутренней поверхности стенки трубы  $t_{CT}^{BH}$ ;
- 2) в среднем (по толщине) сечении стенки трубы  $t_{CT}^{CP}$ ;
- 3) на наружной поверхности стенки трубы  $t_{CT}^H$ .

Расчет температуры металла стенки трубы в указанных сечениях производится по формулам [7]:

$$t_{cm}^{BH} = t_{cp} + \Delta t_{oml} + \beta \mu q_m \left( \frac{1}{\alpha_2} \right); \quad (53)$$

$$t_{cm}^{CP} = t_{cp} + \Delta t_{oml} + \beta \mu q_m \left[ \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}(\beta + 1)} + \frac{1}{\alpha_2} \right]; \quad (54)$$

$$t_{cm}^H = t_{cp} + \Delta t_{oml} + \beta \mu q_m \left[ \frac{2\delta_{cm}}{\lambda_{cm}(\beta + 1)} + \frac{1}{\alpha_2} \right], \quad (55)$$

где  $t_{cp}$  – средняя температура рабочей среды, протекающей через данную поверхность нагрева, °С;

$\Delta t_{отл}$  – изменение температуры в слое внутритрубных отложений, °С;

$\beta$  – коэффициент, характеризующий отношение наружной и внутренней поверхности трубы, т.е. степень концентрации теплового потока на внутренней поверхности, равен отношению наружного и внутреннего диаметров трубы;

$\mu$  – коэффициент растечки теплоты по сечению трубы, для большинства поверхностей равен 0,85 – 1;

$q_m$  – тепловая нагрузка трубы, кВт/м<sup>2</sup>;

$\delta_{ст}$  – толщина стенки трубы, м;

$\lambda_{ст}$  – теплопроводность металла стенки, кВт/(м·К);

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочему телу, кВт/(м<sup>2</sup>·К).

Приращение температуры в слое внутритрубных отложений определяется по формуле:

$$\Delta t_{отл} = \beta \cdot \mu \cdot q_m \cdot \frac{\delta_{отл}}{\lambda_{отл}}, \quad (56)$$

где  $\delta_{отл}$  – толщина слоя отложений, м;

$\lambda_{отл}$  – коэффициент теплопроводности отложений, кВт/(м·К).

Расчет образования внутритрубных отложений производится по приведенной ниже методике.

Максимальное количество железоксидных отложений образуется при энтальпии  $h_{макс}$ , кДж/кг:

$$h_{макс} = 900 \cdot \left( \frac{\beta \cdot \mu \cdot q_m}{\omega_p} \right) + 1500, \quad (57)$$

где  $\omega_p$  – массовая скорость теплоносителя, кг/(м<sup>2</sup>·с).

Отклонение значения энтальпии потока  $h_{п}$  от  $h_{макс}$  обозначим величиной:

$$\Delta h = h_{макс} - h_n. \quad (58)$$

При  $|\Delta h| \geq 100$  кДж/кг величина отложений существенно меньше максимального значения и необходимо вводить поправочный коэффициент  $K_h$ :

$$K_h = 10^{-0,0025(|\Delta h| - 100)}. \quad (59)$$

Интенсивность роста удельного количества наносных образований оксидов железа на образующей трубы  $m_{отл}$ , г/(м<sup>2</sup>·ч):

$$m_{отл} = 0,000225 \cdot C_{Fe} \cdot d_{вн} \cdot \rho\omega \cdot K_{нер} \cdot \left[ 1 - \exp\left(-1,57 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{(h_{макс} - 209)}{d_{вн}}\right) \right], \quad (60)$$

где  $C_{Fe}$  – концентрация железа в питательной воде, мкг/кг;

$d_{вн}$  – внутренний диаметр трубы, м;

$\rho\omega$  – массовая скорость потока, кг/(м<sup>2</sup>·с);

$K_{нер}$  – коэффициент неравномерности образования отложений по периметру трубы, показывающий отношение количества отложений на лобовой образующей к средней величине отложений по периметру трубы.

Рост внутритрубных отложений  $M_{отл}$ , г/м<sup>2</sup>:

$$M_{отл} = \left[ m_{отл} \cdot \tau_{отл} + 6,567 \cdot 10^5 \cdot \tau_{отл}^{0,26} \cdot \exp\left(\frac{-7830}{T_{вн}^{\vartheta}}\right) \right] \cdot K_h \cdot K_{отл}, \quad (61)$$

где  $\tau_{отл}$  – время формирования отложений, ч, за которое ведется расчет;

$T_{вн}^{\vartheta}$  – эквивалентная температура металла внутренней поверхности трубы, К;

$K_{отл}$  – коэффициент, учитывающий влияние водно – химического режима парового котла на интенсивность образования отложений.

Концентрация железа  $C_{Fe}$ , коэффициент, учитывающий влияние водно – химического режима парового котла на интенсивность образования отложений,  $K_{отл}$  и коэффициент теплопроводности отложений  $\lambda_{отл}$  представлены в таблице 3.18.

Таблица 3.18 – Коэффициенты, зависящие от воднохимического режима

Воднохимический режим	$C_{Fe}$ , мкг/кг	$K_{отл}$	$\lambda_{отл}$ , Вт/(м·К)
Нейтрально-кислородный	8-10	0,5	1



Средняя толщина слоя отложений, м:

$$\delta_{отл} = \frac{M_{отл}}{4,08} \cdot 10^{-6}. \quad (62)$$

Пакет КПП и L-ШПП изготовлены из стали 12Х1МФ, теплопроводность которой при данной температуре среды равна 0,0327 кВт/(м·К), подвесные трубы КПП выполнены из стали 12Х18Н12Т с коэффициентом теплопроводности при данной температуре среды 0,0241 кВт/(м·К).

Основные результаты расчета температурного режима подвесных труб КПП приведены в таблице 3.19, пакета КПП – в таблице 3.20, пакета L-ШПП в таблице 3.21.

Таблица 3.19 – Основные результаты расчета температурного режима подвесных труб КПП

Параметр	Обозначение	Размерность	Время, $\tau_{отл}$ , ч			
			0	10 000	20 000	30 000
1. Температура металла:						
– на внутренней поверхности	$t_{ст}^{вн}$	°С	542,878	542,878	542,878	542,878
– средняя по толщине стенки	$t_{ст}^{ср}$	°С	544,413	544,413	544,413	544,413
– на наружной поверхности	$t_{ст}^{н}$	°С	545,948	545,948	545,948	545,948
2. Внутритрубные отложения оксидов железа						
– интенсивность роста	$m_{отл}$	г/(м <sup>2</sup> ч)	0	0,005	0,005	0,005
– масса	$M_{отл}$	г/м <sup>2</sup>	0	0,016	0,023	0,026
– толщина слоя	$\delta_{отл}$	мкм	0	0,0039	0,0057	0,0065

Таблица 3.20 – Основные результаты расчета температурного режима пакета КПП

Параметр	Обозначение	Размерность	Время, $\tau_{отл}$ , ч			
			0	10 000	20 000	30 000
1. Температура металла:						
– на внутренней поверхности	$t_{ст}^{вн}$	°С	522,214	522,214	522,214	522,214
– средняя по толщине стенки	$t_{ст}^{ср}$	°С	523,911	523,911	523,911	523,911
– на наружной поверхности	$t_{ст}^{н}$	°С	525,608	525,608	525,608	525,608

Окончание таблицы 3.20

Параметр	Обозначение	Размерность	Время, $\tau_{отл}$ , ч			
			0	10 000	20 000	30 000
2. Внутритрубные отложения оксидов железа						
– интенсивность роста	$m_{отл}$	г/(м <sup>2</sup> ч)	0	0,005	0,005	0,005
– масса	$M_{отл}$	г/м <sup>2</sup>	0	0,021	0,032	0,037
–толщина слоя	$\delta_{отл}$	мкм	0	0,0052	0,0079	0,009

Таблица 3.21 – Основные результаты расчета температурного режима пакета L – ШПП

Параметр	Обозначение	Размерность	Время, $\tau_{отл}$ , ч			
			0	10 000	20 000	30 000
1. Температура металла:						
– на внутренней поверхности	$t_{ст}^{вн}$	°С	523,01	523,01	523,01	523,01
– средняя по толщине стенки	$t_{ст}^{ср}$	°С	524,704	524,704	524,704	524,704
– на наружной поверхности	$t_{ст}^{н}$	°С	526,398	526,398	526,398	526,398
2. Внутритрубные отложения оксидов железа						
– интенсивность роста	$m_{отл}$	г/(м <sup>2</sup> ч)	0	0,004	0,004	0,004
– масса	$M_{отл}$	г/м <sup>2</sup>	0	0,019	0,029	0,033
–толщина слоя	$\delta_{отл}$	мкм	0	0,0047	0,0071	0,008

В результате расчета видно, что образование внутритрубных отложений оксидов железа в процессе эксплуатации практически не влияет на температуру металла данных поверхностей нагрева.

Для наглядности сведем температуры стенок поверхностей в таблицу 3.22.

Таблица 3.22 – Температура стенок металла поверхностей нагрева

Параметр	Обозначение	Размерность	Поверхность		
			КПП ТР	КПП ПАК	L-ШПП
1. Температура металла:					
– на внутренней поверхности	$t_{ст}^{вн}$	°С	542,878	522,214	523,01
– средняя по толщине стенки	$t_{ст}^{ср}$	°С	544,413	523,911	524,704
– на наружной поверхности	$t_{ст}^{н}$	°С	545,948	525,608	526,398

Анализируя данные таблицы 3.22, можно сделать вывод, что новая поверхность нагрева L-ШПП является не менее надежной, т.к. температура на ее наружной поверхности не значительно превышает температуру на наружной поверхности стенки пакета КПП. В то время как температура на наружной поверхности подвесных труб КПП превышает температуру стенки L-ШПП на 16°C.

## 4 Экономическая часть проекта

### 4.1 Определение экономии топлива в процессе эксплуатации

В процессе эксплуатации на поверхностях нагрева скапливаются остаточные загрязнения из – за несовершенства обдувки, это приводит к постепенному снижению коэффициенту тепловой эффективности, что в свою очередь приводит к увеличению расхода топлива.

На рисунках 2.3 и 2.4 прослеживается динамика снижения коэффициента тепловой эффективности. Для ширмовых поверхностей нагрева снижение в процессе эксплуатации составляет 2,5 %, для КПП – 10%. Учитывая эти значения, выполним расчет теплового баланса и расхода топлива. Расчет приведен в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Тепловой баланс и расход топлива

Наименование	Обозначение	КПП		L-ШПП	
		$\psi=0,4$	$\psi=0,36$	$\psi=0,6$	$\psi=0,585$
Потери тепла, %:					
с уходящими газами	$q_2$	6,926	6,963	6,617	6,636
с химическим недожогом	$q_3$	0		0	0
с механическим недожогом	$q_4$	0,5	0,5	0,5	0,5
в окружающую среду	$q_5$	0,43	0,43	0,43	0,43
с теплом шлака	$q_6$	0,0068	0,0068	0,0068	0,0068
Коэффициент сохранения тепла	$\Phi$	0,996	0,996	0,996	0,996
КПД котла, %	$\eta_{ка}^{бр}$	92,137	92,10	92,446	92,227
Расход топлива, т/ч:					
полный	$B$	507,457	509,214	492,974	493,852
расчетный	$B_p$	504,920	506,668	490,509	491,504
Увеличение расхода топлива, т/ч	$\Delta B$	1,757		0,878	

Выгода от уменьшения расхода топлива в процессе эксплуатации, млн.руб:

$$Pr = (\Delta B_1 - \Delta B_2) \cdot T \cdot C_m \cdot 10^{-6}, \quad (63)$$

где  $\Delta B_1$  – увеличение полного расхода топлива до реконструкции, т/ч;

$\Delta B_2$  – увеличение полного расхода топлива после реконструкции, т/ч;

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

$C_m = 426$  – цена топлива, руб/т.

$$Pr = (1,757 - 0,878) \cdot 7600 \cdot 426 \cdot 10^{-6} = 2,85 .$$

Таким образом, в процессе эксплуатации котельного агрегата после реконструкции с учетом снижения коэффициента тепловой эффективности получаем выгоду на экономии топлива 2,85 млн.руб.

## **4.2 Определение срока окупаемости проекта**

### **4.2.1 Показатели эффективности инвестиционного проекта**

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 так же, «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.

#### 4.2.2 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 4.2 по [8].

Таблица 4.2 – Смета затрат на реконструкцию

Шифр	Наименование работ и затрат	Единица измерения	Кол – во единиц	Стоимость единицы, руб	Стоимость общая, руб
	<b>Работы</b>				
	Снятие обмуровки конвективной шахты, демонтаж КПП	т	580	4 000	2 320 000,0
6-01-006-12	Монтаж Л-ШПП, закрытие конвективной шахты обмуровкой	т	456	15 704,18	7 161 106,08
6-01-013-17	Испытание на газовую плотность	-	-	254 292,85	254 292,85
6-01-014-21	Гидравлическое испытание	-	-	459 192,15	459 192,15
6-01-015-13	Водохимическая очистка	-	-	217 574,92	217 574,92
	<b>Материалы</b>				
	Сталь 12Х1МФ, 32×6	т	456	130 000	59 280 000,0

## Окончание таблицы 4.2

Шифр	Наименование работ и затрат	Единица измерения	Кол – во единиц	Стоимость единицы, руб	Стоимость общая, руб
	Доставка трубопроводов				
	Перевозка груза				364 800,00
	Стоимость за-бора груза				7 500,00
	Стоимость до-ставки Красно-ярск - Шарыпо-во				40 530,00
	Страховка				45 600,00
Итого по разделу доставка					450 930,00
Итого по разделу работы					3 383 489,25
С коэффициентом 3,965 (коэффициент удорожания сметной стоимости)					7 865 721,17
С коэффициентом 1,35 (коэффициент условий труда)					10 618 723,58
С коэффициентом 1,3 (районный коэффициент)					12 978 439,94
Итого по разделам Работы и Доставка					13 429 369,94
Итого по разделу Материалы					59 280 000,0
Итого по разделу Материалы с учетом НДС (18%)					69 950 400,0
Итого по разделу эксплуатации машин (без учета оплаты труда машинистов)					23 683 163,76
Итого по разделу эксплуатации машин (без учета оплаты труда машинистов) с учетом НДС (18%)					27 946 133,24
Итого по смете					111 325 900,0
Итого по смете с учетом стоимости проекта					113 218 400,0

### 4.2.3 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:

$$P_m = (B_{op} - B_{np}) \cdot T \cdot C_m, \quad (64)$$

где  $B_{op}$  – полный расход топлива до реконструкции, т/ч;

$B_{np}$  – полный расход топлива после реконструкции, т/ч;

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

$C_m = 426$  – цена топлива, руб/т.

$$P = (507,457 - 492,974) \cdot 7600 \cdot 426 \cdot 10^{-6} = 46,89 \text{ млн.руб/год.}$$

Размер амортизационных отчислений, млн.руб./год:

$$U_a = K \cdot H_a, \quad (65)$$

где  $K$  – капитальные вложения, млн.руб.;

$H_a = 6,7\%$  – норма амортизации.

$$U_a = 113,218 \cdot \frac{6,7}{100} = 7,586 \text{ млн.руб./год.}$$

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

$$П = П_m \cdot 0,8 + U_a. \quad (66)$$

$$П = 46,89 \cdot 0,8 + 7,586 = 45,10 \text{ млн.руб./год.}$$

Далее проводим расчеты показателей экономической эффективности.

Чистый дисконтированный доход, млн.руб:

$$ЧДД = \sum_{n=0}^{10} \frac{П}{(1+E)^n} - K, \quad (67)$$

где  $E = 0,15$  – ставка дисконта;

$n$  – порядковый номер года.

Результаты расчета срока окупаемости капитальных вложений в реконструкцию котельного агрегата П-67 Березовской ГРЭС-1 сведены в таблицу 4.3.

Таблица 4.3 – Срок окупаемости капитальных вложений

Показатели	Расчетный период (год)											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Денежный поток от инвестиционной деятельности, млн.руб	-113,218											
Чистый денежный поток, млн.руб.	-113,218	45,098	45,098	45,098	45,098	45,098	45,098	45,098	45,098	45,098	45,098	45,098
Коэффициент дисконтирования	1,000	0,870	0,756	0,658	0,572	0,497	0,432	0,376	0,327	0,284	0,247	0,215



### Окончание таблицы 4.3

Показатели	Расчетный период (год)											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Дисконтированный денежный поток, млн.руб.	-113,218	39,215	34,100	29,653	25,785	22,422	19,497	16,954	14,743	12,820	11,147	9,693
Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом, млн.руб.	-113,218	-74,003	-39,903	-10,250	15,535	37,956	57,453	74,407	89,150	101,969	113,117	122,810

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

Выполним оценку эффективности инвестиций с учетом возможных рисков, связанных с недополучением планируемых доходов вследствие различных факторов.

Для этого проведем расчет показателей эффективности с учетом коэффициента 0,5, корректирующего денежный поток.

В таблице 4.4 представлены результаты расчета с учетом возможных рисков.

Таблица 4.4 – Срок окупаемости капитальных вложений с учетом возможных рисков

Показатели	Расчетный период (год)											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Денежный поток от инвестиционной деятельности, млн.руб	-113,218											
Чистый денежный поток, млн.руб.	-113,218	22,549	22,549	22,549	22,549	22,549	22,549	22,549	22,549	22,549	22,549	22,549
Коэффициент дисконтирования	1,000	0,870	0,756	0,658	0,572	0,497	0,432	0,376	0,327	0,284	0,247	0,215

Окончание таблицы 4.4

Показатели	Расчетный период (год)											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Дисконтированный денежный поток, млн.руб.	-113,218	19,608	17,050	14,826	12,892	11,211	9,749	8,477	7,371	6,410	5,574	4,847
Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом, млн.руб.	-113,218	-93,611	-76,561	-61,734	-48,842	-37,631	-27,883	-19,406	-12,034	-5,625	-0,051	4,796

Результаты расчета показывают, что, даже недополучив 50% планируемого дохода, проект окупается на 11-й год.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках данной бакалаврской работы была выполнена реконструкция котельного агрегата П-67 БГРЭС путем замены конвективного пароперегревателя на L – образный ширмовый пароперегреватель, позволяющий решить проблемы надежности и экономичности эксплуатации котельного агрегата.

В проекте были проведены расчеты, которые позволяют сделать техническое и экономическое обоснование проекта реконструкции котельного агрегата П-67 БГРЭС-1.

Был выполнен тепловой расчет котельного агрегата до и после реконструкции, который показал преимущество реконструированного варианта по полному расходу топлива. Так же были выполнены гидравлический и аэродинамический расчеты пакетов КПП и L – ШПП, в результате которых было выявлено, что суммарные гидравлическое и аэродинамическое сопротивления после реконструкции уменьшаются.

В экономической части проекта определены капитальные затраты на реконструкцию и интегральные показатели коммерческой эффективности проекта, а именно чистый дисконтированный доход и срок окупаемости проекта. численные значения которых составили соответственно 122,810 млн.руб. и около 4 лет.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1) Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод). Под ред. Н. В. Кузнецова и др., М. : «Энергия», 1973. – 296 с.
- 2) Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). Изд. 3 – е, перераб. и доп. С.-Петербург : НПО ЦКТИ – ВТИ, 1998. – 257 с.
- 3) Гидравлический расчет котельных агрегатов (Нормативный метод). Под ред. В. А. Локшина, Д. Ф. Петерсона, А. Л. Шварца., М. : «Энергия», 1978. – 256 с.
- 4) Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. – 96 с.
- 5) Аэродинамический расчет котельных установок (Нормативный метод). Под ред. С.И. Мочана. Изд. 3-е., Л.: «Энергия», 1977. – 256 с.
- 6) Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (аэродинамический расчет котельных установок) : учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина.– Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 71 с.
- 7) 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.
- 8) Федеральные единичные расценки на монтаж оборудования ФЕРм – 2001 – 06. Теплосиловое оборудование. М. : Госстрой России, 2003. – 94 с.
- 9) Государственные сметные нормативы. Федеральные Единичные расценки на монтаж оборудования. ФЕРм 81-03-ОП-2001 Общие положения. Москва, 2014. – 58 с.
- 10) Грузовые перевозки от транспортной компании ПЭК [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ресом.ру>, свободный.
- 11) Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (конструкционные характеристики энергетических котельных агрегатов) : Справочное посо-

бие для курсового и дипломного проектирования студентов специальностей 1005, 1007 / Е. А. Бойко, А. А. Шпиков.– Красноярск : КГТУ, 2003.– 230с.

12) Янов, С. Р. Разработка рекомендаций и мероприятий по обеспечению тепловой эффективности поверхностей нагрева пылеугольных паровых котлов: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.14 / Янов Сергей Романович. – Красноярск, 2010. – 20 с.

13) Ривкин, С. Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара : учеб. для вузов / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – М. : Энергия, 1980. – 424с.

14) 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

2020 г.

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

Проект реконструкции Березовской ГРЭС

тема

Руководитель



03.07.20

подпись, дата

ст. преподаватель

должность, ученая степень

Д.В. Сургутский

инициалы, фамилия

Выпускник



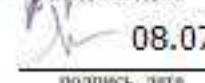
03.07.20

подпись, дата

П.А. Сивов

инициалы, фамилия

Тех. контроль



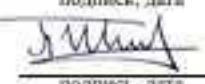
08.07.2020

подпись, дата

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер



08.07.2020

подпись, дата

П.В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2020