

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

Политехнический институт
институт
Теплотехники и гидрогазодинамики
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
В.А. Кулагин
подпись инициалы, фамилия
« ____ » _____ 20 ____ г

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Повышение основных технико-экономических показателей
котлоагрегата БКЗ-320-140 с твердым шлакоудалением на КАУ.

тема

13.04.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код-наименование направления

13.04.01.01 – Энергетика теплотехнологий

код-наименование магистерской программы

Руководитель	_____	профессор, д.т.н.	А.П. Скуратов
	подпись, дата	должность, учёная степень	инициалы, фамилия
Выпускник	_____		А.Д. Власенко
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Рецензент	_____	д.т.н.	С.Г. Степанов
	подпись, дата	должность, учёная степень	инициалы, фамилия

Красноярск 2023

РЕФЕРАТ

Магистерская диссертация по теме «Повышение основных технико-экономических показателей котлоагрегата БКЗ-320-140 с твердым шлакоудалением на КАУ» содержит 124 страниц текстового документа, 11 использованных источников, 22 таблиц, 26 рисунков, 2 приложения.

ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА, ТОПОПЧНАЯ КАМЕРА, ШЛАКОУДАЛЕНИЕ, ЗОЛОВЫЕ ОТЛОЖЕНИЯ, ВЫБРОСЫ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ, ЭКОНОМИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТ.

В результате проведения работы предложены мероприятия по повышению технико-экономических показателей при работе котла БКЗ-320-140 на КАУ, повышению экономичности и эффективности работы его работы. Приведены способы внедрения систем каскадного подогрева воздуха, организации нижнего дутья, перевод котла на ТШУ, модернизация сушильной установки топлива с организацией газовой сушки. Определена технико-экономическая эффективность от внедрения вышеперечисленных мероприятий. Проведено расчетное исследование параметров течения потока в программном комплексе ANSYS, построена 3D-модель котельного агрегата после внесения изменений.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 Анализ технологий повышения технико-экономических показателей путем модернизации процессов сжигания КАУ.....	6
1.1 Сжигание КАУ с использованием каскадного подогрева дутьевого воздуха.....	6
1.2 Вихревое сжигание топлива.....	7
1.3 Реализация на котлах системы нижнего дутья.....	8
1.4 Режимные решения модернизации оборудования.....	9
1.5 Выводы и постановка задачи исследования.....	9
2 Контруктивный расчет основных и вспомогательных элементов котельного агрегата БКЗ-320-140 на Бородинском угле.....	10
2.1 Исходные данные для расчета.....	10
2.2 Тепловой расчет котельного агрегата.....	11
2.2.1 Выбор способа шлакоудаления.....	11
2.2.2 Выбор температуры горячего воздуха.....	11
2.2.3 Выбор компоновки хвостовых поверхностей нагрева.....	12
2.2.4 Определение присосов воздуха и коэффициентов избытка воздуха по газходам котла.....	12
2.2.5 Расчет объемов и энтальпий продуктов сгорания и воздуха.....	14
2.2.6 Расчет энтальпий продуктов сгорания.....	16
2.2.7 Экономичность работы парового котла. Расход топлива на котел..	18
2.2.8 Тепловой расчет топочной камеры.....	22
2.2.9 Расчет тепловосприятая радиационной поверхности пароперегревателя.....	31
2.2.10 Расчет тепловосприятая ширмовой поверхности пароперегревателя.....	34
2.2.11 Расчет конвективного пароперегревателя.....	45
2.2.12 Расчет трубчатого воздухоподогревателя.....	56
2.2.13 Расчет водяного экономайзера.....	63
2.2.14 Составление прямого баланса котла.....	71
2.3 Выбор и расчет систем пылеприготовления и горелочных устройств.....	73
2.3.1 Тепловой расчет сушильно-мельничной системы.....	73
2.3.2 Выбор типоразмера горелочных устройств и компоновки топки.....	84
2.4 Аэродинамический расчет котельного агрегата.....	88
2.4.1 Расчет воздушного тракта.....	88
2.5 Расчет естественной циркуляции средней секции фронтального экрана.....	97
2.6 Расчет экологического эффекта.....	108
2.7 Расчет экономического эффекта проекта.....	112
2.7.1 Капитальные вложения.....	112
2.7.2 Себестоимость отпускаемой энергии.....	112
2.7.3 Эффективность инвестиционного проекта.....	113

2.7	Выводы по главе 2	116
3	Результаты расчетного исследования работы котла БКЗ-320-140	118
3.1	Эффект от реконструкции котельного агрегата	118
3.2	Результаты моделирования течения потока дымовых газов	120
3.3	Визуализация реконструированной модели котельного агрегата..	121
3.4	Выводы по главе 3	122
ЗАКЛЮЧЕНИЕ		123
ПРИЛОЖЕНИЕ А		124
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....		125
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ		126

ВВЕДЕНИЕ

Энергетика в сложившихся рыночных отношениях при высоком уровне инфляции и невозможности использования централизованных средств для замены отработавших свой ресурс энергетического оборудования оказалась в сложном положении. До сих пор на многих электростанциях находятся в эксплуатации котлоагрегаты не только 50-60-х годов прошлого века, но и даже 40-х. Кроме того, даже котлы, изготовленные 30-40 лет назад, устарели не только физически, но и морально и не удовлетворяют современным экологическим и экономическим требованиям. Из-за низких темпов развития энергетики России отечественный рынок характеризуется малым спросом на новое оборудование, но при этом увеличивается спрос на предложения по реконструкции существующего.

Одним из перспективных направлений в области развития котлостроения является совершенствование конструктивных элементов котла, направленное на повышение производительности установки и улучшение ее технико-экономических показателей. Так, современные образцы при работе на твердом топливе достигают КПД в 93%. Таким образом, развитие современных технологий котлостроения позволяет путем повышения общего КПД установки обеспечить повышение производительности котельной установки и, как следствие, достичь уменьшения и оптимизации удельных показателей.

В современных реалиях все большую роль играет переход от сжигания твердого топлива на альтернативное газовое топливо, запасы которого на территории РФ позволяют обеспечить стабильную работу тепловых электрических станций в течение многих лет. Однако уровень газификации отдельных регионов России все еще не обеспечен на должном уровне, из-за чего переход на сжигание газа на ТЭС Сибирского региона и Дальнего Востока становится менее экономически оправданным, нежели сжигание традиционного твердого топлива.

Цель магистерской диссертации - разработка технических решений по повышению эффективности работы котельного агрегата на примере котла БКЗ-320-140. Данная модель котла широко распространена на территории Сибири и эксплуатируется на таких ТЭЦ, как Красноярская ТЭЦ-1, Беловская ГРЭС, Кемеровская ТЭЦ.

Основные предложенные мероприятия для повышения технико-экономических показателей котельного агрегата:

- 1) перевод котла на твердое шлакоудаление;
- 2) организация системы нижнего дутья в топочной камере;
- 3) внедрение системы каскадного подогрева в воздухоподогревателе;
- 4) увеличение конструктивных размеров топочного объема;
- 5) организация газозаборной шахты для осуществления газовой сушки топлива

Применение данных технологий позволяет снизить показатели потерь тепла с уходящими газами, механическим и химическим недожогами. Также повышает КПД котельного агрегата до 91,5 %.

1 Анализ технологий повышения технико-экономических показателей путем модернизации процессов сжигания КАУ

Повышение основных технико-экономических показателей котлоагрегата БКЗ-320-140 с твердым шлакоудалением на КАУ является комплексной задачей и широко исследуется инженерами-теплоэнергетиками. Поиск путей решения этой задачи охватывает не только отдельные модели котельных агрегатов, но и всю сферу котлостроения в целом как в общих технических решениях, так и в отдельных узлах котельного агрегата.

1.1 Сжигание КАУ с использованием каскадного подогрева дутьевого воздуха

Экономическая эффективность работы котельной установки определяется величиной потерь теплоты при работе эксплуатационного оборудования. Данные по теплотерям с химическим недожогом, механическим недожогом и через обмуровку котельного агрегата регламентируются среднестатистическими показателями и внесены нормативный метод тепловых расчётов, тогда как потери тепла с уходящими газами и с физическим теплом шлака в значительной мере зависят от вида сжигаемого топлива, условий эксплуатации, а также от конкретных условий работы котлоагрегата.

Существенную важность из приведенных видов потерь имеет отвод теплоты с уходящими газами (в среднем значение составляет $4,5 \div 7,0$ %). Данная потеря определяется значительной разностью энтальпии уходящих газов и энтальпии атмосферного воздуха, поступающего в котельный агрегат. В связи с этим, главными факторами, влияющими на значение потери теплоты с уходящими газами, являются температура продуктов сгорания и величина коэффициента избытка воздуха, характеризующего превышение объема продуктов сгорания над минимальным их объёмом.

В целях уменьшения самой значимой тепловой потери, влияющей на технико-экономические показатели и эффективность работы котлоагрегата, разработана система каскадного подогрева дутьевого воздуха.

Данный способ предусматривает направление лишь части поступающего в котёл атмосферного воздуха с предварительным подогревом до температуры, исключающей его низкотемпературную коррозию в холодную часть воздухоподогревателя. Другая часть температуры воздуха окружающей среды добавляется к первой далее по ходу воздуха, во второй ход ВЗП (рисунок 1).

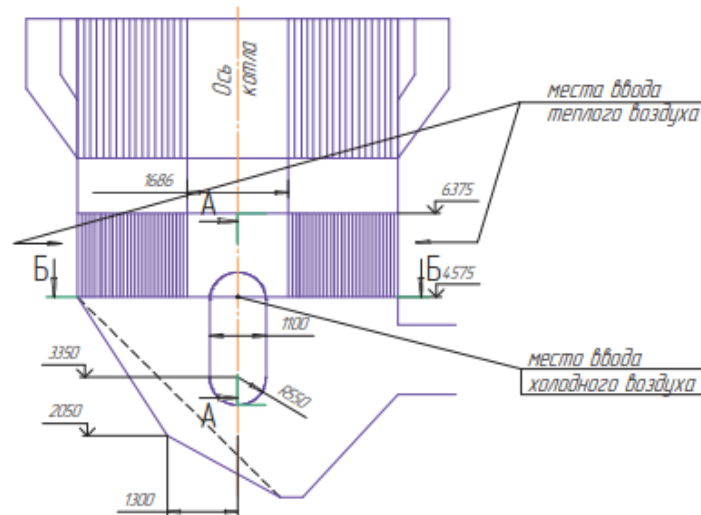


Рисунок 1 – Схема каскадного подогрева воздуха на котле БКЗ-320-140

В.К. Елсуков и Г.В. Пак в работе «Проект внедрения схемы каскадного подогрева дутьевого воздуха на котле БКЗ-320-140» [1] приводят результаты применения схемы каскадного подогрева воздуха в ВЗП. Авторы приходят к выводу, что такая система позволяет увеличить температурный напор ВЗП и уменьшить температуру уходящих газов, что сказывается на КПД котельного агрегата.

Внедрение данной системы значительно уменьшает потребу тепла с уходящими газами, что говорит о том, что данная система имеет положительный экономический эффект, но требует достаточных капиталовложений для реконструкции ВЗП, так как для равномерного распределения воздуха требуются направляющие перегородки в коробах воздухоподогревателя для равномерного распределения воздуха в каждом воздуховоде, а также увеличения проходного сечения бункера дробеочистки для уменьшения сопротивления движению дымовых газов.

1.2 Вихревое сжигание топлива

Увеличение коэффициента полезного действия котлоагрегата путём повышения выгорания твердого топлива с минимальным механическим недожогом, а также снижение оксидов азота и серы в целях снижения вредных выбросов и коррозионного износа поверхностей нагрева, реализуется в конструкции вихревой топочной камеры. Вихревая топка содержит камеру сгорания с призматической топочной воронкой, сопла для подачи топливно-воздушной смеси, сопла вторичного воздуха, находящиеся сбоку от сопел подачи топливно-воздушной смеси.

Максимальный экономический эффект, связанный с экономией подаваемого топлива достигается за счёт эффективного процесса горения путём секционирования топочного объёма. Фронтальное расположение горелок и сбросных сопел значительно упрощает компоновку воздушного

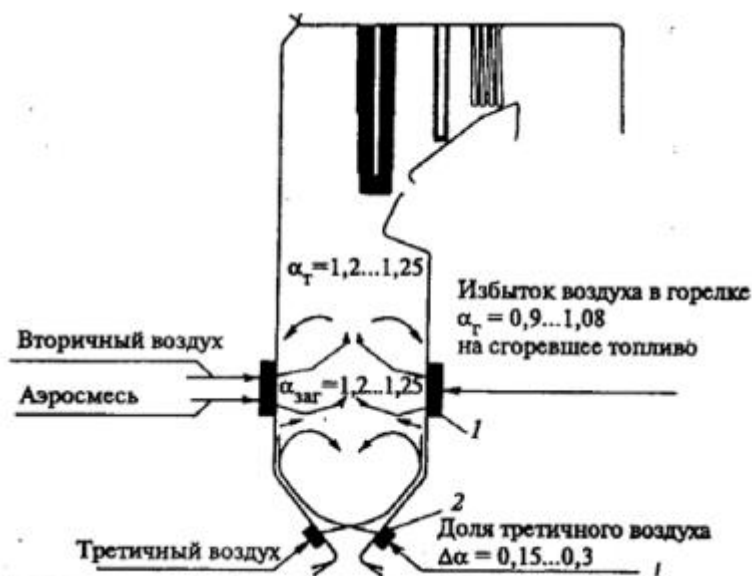
тракта, пылепроводов сброса, обеспечивает удобство при обслуживании и ремонте. В следствие уменьшения механического недожога, уменьшается эрозийный износ котельного металла.

В.В. Соломатов в работе «Реконструкция функционирующих пылеугольных котлов БКЗ-320 под вихревую технологию сжигания топлива» [2] приводит способ перехода от классического факельного сжигания твердого топлива, который очень требователен к фракционному составу угольной пыли, к сжиганию топлива в вихревом слое. Такое решение позволит, во-первых, повысить эффективность работы котла при сжигании топлива непроектного фракционного состава, а также повысит теплопроизводительность за счет увеличения количества сжигаемых частиц в единицу времени.

К недостаткам данной технологии при реконструкции можно отнести высокие капитальные вложения для организации опускаемых ширм и двухсветных экранов в топочной камере.

1.3 Реализация на котлах системы нижнего дутья

Отличительной особенностью данной технологии является использование части воздуха, поступающего на горение в качестве нижнего дутья и его подача через крупные сопла на скаты холодной воронки с долей $\alpha = 0,2-0,3$. Подача воздуха в нижнюю часть топки способствовала двукратному снижению провала, исключению очагов газовой коррозии и ликвидации шлакования экранных труб, а также уменьшению приблизительно на 30% выбросов оксидов азота. На рисунке 2 представлена схема реализации данной технологии.



1 – горелочные устройства, 2 – сопла нижнего дутья

Рисунок 2 – Схема топочно-горелочного устройства с нижним дутьём

Опыт реализации системы нижнего дутья имеет следующие преимущества:

1. Подача части воздуха в холодную воронку растягивает зону горения вниз и увеличивает тепловую эффективность экранов нижней части топочной камеры за счёт увеличения тепловосприятия скатов холодной воронки. Это обстоятельство при сохранении номинальной нагрузки приводит к снижению температуры дымовых газов на выходе из топки;

2. СНД приводит к уменьшению потерь тепла с механической теплотой сгорания за счёт уменьшения провала угольных частиц в холодную воронку;

3. СНД растягивая зону горения снижает уровень температур факела в зоне активного горения предотвращая, либо снижая темп шлакования поверхностей нагрева топки и пароперегревателя;

4. Реализация СНД является не только природоохранным мероприятием

при повышении паропроизводительности котла, но и необходимым условием при достаточно крупном повышении мощности котла до 20-30%, т.к. позволяет повысить тепловую эффективность топочной камеры.

1.4 Режимные решения модернизации оборудования

В работе Пуршукова В.С., Горяева Ф.В., Беспалова С.В., Стукова И.М. «Газозаборная шахта» [2] разработано техническое предложение по применению в системах пылеприготовления для сушки и транспортирования высокотемпературного сушильного агента от котла к мельнице (газовая сушка топлива). Также полезная модель может быть применена для транспортирования: газогенераторного газа, уходящих газов от газовой турбины и других газообразных высокотемпературных сред. Данное исследование позволяет снизить опасность взрываемости высокореакционных углей, преимущественно бурых углей.

В работе Р.Ш. Загруднинова, А.Н. Нагорнова, Н.А. Нагорнова, С.Н. Шитова «Опыт модернизации устаревшего котельного оборудования с целью повышения их единичной мощности и улучшения технико-экономических и экологических характеристик» [3] описываются технические решения реконструкции горелочных устройств с установкой прямоточных горелочных устройств (низкотоксичных – с пониженным выходом оксидов азота).

1.5 Выводы и постановка задачи исследования

В последние годы мировая и отечественная энергетика сталкиваются с такими актуальными проблемами, как резкое удорожание энергоресурсов, достаточно сильное ухудшение качества природного топлива, а также сложность соответствовать новым требованиям к охране окружающей среды. Решение данных вопросов находят в совершенствовании тепловых и технологических схем, оптимизации и управления теплообменом в энергетических установках. В установках факельного использования

органического топлива, энергетических котлах, усовершенствование методов и режимов сжигания топлива, оптимизация на этой основе процессов теплообмена во многих случаях позволяют решать важные технологические задачи, одновременно добиваясь увеличения производительности агрегатов, экономии топлива, сокращения уровня вредных выбросов. Котельные установки типа БКЗ-320-140, используемые в качестве объекта в магистерской работе, установлены и эксплуатируются на Красноярской ТЭЦ-1, Беловской ГРЭС, Кемеровской ТЭЦ. При эксплуатации данной модели на углях Канско-Ачинского разреза возникают такие проблемы, как интенсивное шлакование топки и пароперегревателя, в результате чего котлы несут пониженную нагрузку и не работают на номинальную, абразивный износ поверхностей нагрева, а также немаловажная проблема, влияющая на окружающую среду – большой процент содержания в уходящих газах оксидов азота и серы.

С целью обеспечения должной эффективности, надежности, экономичности и экологичности работы котельных агрегатов при сжигании КАУ поставлены следующие задачи:

- 1) выполнить расчет основных и вспомогательных элементов котельного агрегата на заданную марку топлива, включающий тепловой расчет поверхностей нагрева: расчет теплообмена в топке, расчет радиационного пароперегревателя, расчет ширмового пароперегревателя, расчет конвективного пароперегревателя, расчет поверхностей нагрева, расположенных в конвективной шахте: водяного экономайзера и воздухоподогревателя;
- 2) выполнить аэродинамический расчет газового и воздушного трактов котельного агрегата, гидравлический расчет фронтального контура циркуляции парового котла;
- 3) разработать пакет конструкторской документации и 3D-модель котла;
- 4) произвести моделирование течения в топочной камере котла БКЗ-320-140.

2 Контруктивный расчет основных и вспомогательных элементов котельного агрегата БКЗ-320-140 на Бородинском угле

2.1 Исходные данные для расчета

Для определения целесообразности решений модернизации процессов на папковом котле необходимо выполнить:

– поверочный расчет котла, включающий в себя ряд этапов: расчет объемов воздуха и продуктов сгорания, определение расхода топлива, расчет системы пылеприготовления и горелочных устройств. Определяются температуры газов на выходе из топки, а также за другими поверхностями нагрева – ширмового пароперегревателя, конвективного пароперегревателя, водяного экономайзера и воздухоподогревателя.

- выполнить аэродинамический расчет газового и воздушного трактов котельного агрегата;
- выполнить гидравлический расчет фронтального контура циркуляции парового котла.

Комплексный расчет исследуемого котельного агрегата производится на основании данных, приведенных в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные для расчета

Наименование показателя	Значение показателя
Прототип котельного агрегата	БКЗ-320-140
Месторождение, марка энергетического топлива	Ирша-Бородинское, 2Б, Р
Паропроизводительность котла, $D_{пе}$, т/ч	345
Давление перегретого пара, $P_{пе}$, МПа	15
Температура перегретого пара, $t_{пе}$, °С	560
Температура питательной воды, $t_{пв}$, °С	195
Температура уходящих газов, $\vartheta_{ух}$, °С	165
Температура холодного воздуха, $t_{хв}$, °С	25

Теплотехнические характеристики твердого энергетического топлива представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Теплотехнические характеристики топлива

Состав рабочей массы топлива, %							Выход летучих, V^e , %	Теплота сгорания, Q_n^p , кДж/кг	Температурные характеристики золы, °С		
W^p	A^p	S^p	C^p	H^p	N^p	O^p			t_1	t_2	t_3
33,0	7,4	0,2	42,6	3,0	0,6	13,2	47,0	15280	1180	1210	1390

2.2 Тепловой расчет котельного агрегата

2.2.1 Выбор способа шлакоудаления

В топочной камере можно организовать сжигание топлив с твердым и жидким шлакоудалением. Способ шлакоудаления определяется, в основном, температурными характеристиками золы, в данном случае, принимается твердое шлакоудаление.

2.2.2 Выбор температуры горячего воздуха

Выбор температуры горячего воздуха осуществляется по величине приведенной влажности топлива. Приведенная влажность топлива рассчитывается по формуле:

$$W_n = \frac{W_p}{Q_n^p}, \quad (2.1)$$

где W_p – влажность топлива на рабочую массу, %;
 Q_n^p – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг.

$$W_n = \frac{10,5}{21,31} = 0,493.$$

Так как величина приведенной влажности меньше 3,6%, температура горячего воздуха принимается из диапазона 250-300 °С. Так как исходное топливо относится к категории маловлажных (10,5%), температура горячего воздуха принимается равной 250 °С.

2.2.3 Выбор компоновки хвостовых поверхностей нагрева

Для проектируемого котельного агрегата применяются одноступенчатые и двухступенчатые компоновки хвостовых поверхностей нагрева. Выбор осуществляется на основании выбранной ранее температуры горячего воздуха. Так как температура горячего воздуха ниже 320 °С, компоновка принимается одноступенчатой.

2.2.4 Определение присосов воздуха и коэффициентов избытка воздуха по газоходам котла

Для расчета действительных объемов продуктов горения по газоходам агрегата, прежде всего, выбирают коэффициент избытка воздуха в верхней части топки α_m и присосы воздуха в отдельных поверхностях нагрева $\Delta\alpha$. На рисунке 3 изображена схема присосов воздуха по газоходам котла.

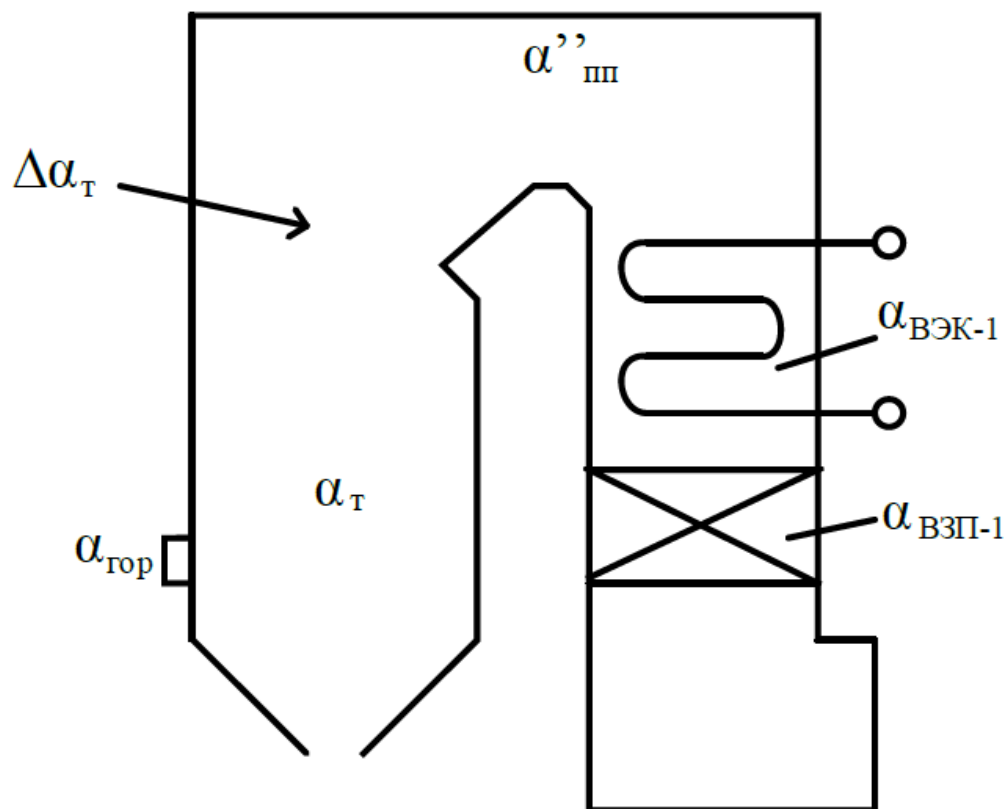


Рисунок 3 – Схема присосов воздуха по газоходам котла

Коэффициент избытка воздуха α_m должен обеспечить практически полное сгорание топлива, он выбирается в зависимости от типа топочного устройства и вида сжигаемого топлива. Для камерной топки с твердым шлакоудалением и при сжигании каменного угля рекомендуемое значение составляет от 1,15 до 1,2. Так как в топке отсутствуют сбросные горелки, коэффициент избытка воздуха в топке принимается равным $\alpha_m = 1,2$.

Присосы воздуха по газоходам котлам принимаются следующими:

$$\Delta\alpha_{nc} = 0,04;$$

$$\Delta\alpha_m = 0,05;$$

$$\Delta\alpha_{nn} = 0,03;$$

$$\Delta\alpha_{вэк} = 0,02;$$

$$\Delta\alpha_{взп} = 0,03.$$

С учетом присосов воздуха определяются коэффициенты избытка воздуха за поверхностями нагрева:

$$\begin{aligned}
\alpha''_{nn} &= \alpha_m + \Delta\alpha_{nn} = 1,2 + 0,03 = 1,23; \\
\alpha''_{взк} &= \alpha''_{nn} + \Delta\alpha_{взк} = 1,23 + 0,02 = 1,25; \\
\alpha''_{взн} &= \alpha''_{взк} + \Delta\alpha_{взн} = 1,25 + 0,03 = 1,28; \\
\alpha_{ух.г} &= \alpha''_{взн} = 1,28.
\end{aligned}
\tag{2.2}$$

2.2.5 Расчет объемов и энтальпий продуктов сгорания и воздуха

Расчет теоретических объемов

Для твердого или жидкого топлива расчет теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания производят, исходя из состава рабочей массы (см. таблицу 2) по следующим формулам:

теоретический расход воздуха на горение, м³/кг:

$$V_g^0 = 0,0889 \cdot (C_p + 0,375 \cdot S_p) + 0,265 \cdot H_p - 0,0333 \cdot O_p, \tag{2.3}$$

где C_p – содержание углерода на рабочую массу, %;
 S_p – содержание серы на рабочую массу, %;
 H_p – содержание водорода на рабочую массу, %;
 O_p – содержание кислорода на рабочую массу, %.

$$V_g^0 = 0,0889 \cdot (56,2 + 0,375 \cdot 1,3) + 0,265 \cdot 3,3 - 0,0333 \cdot 9,2 = 5,6077 \text{ м}^3/\text{кг};$$

объем азота, м³/кг:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_g^0 + 0,8 \cdot \frac{N_p}{100}, \tag{2.4}$$

где N_p – содержание азота на рабочую массу, %.

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 5,6077 + 0,8 \cdot \frac{0,7}{100} = 4,4357 \text{ м}^3/\text{кг};$$

объем трехатомных газов, м³/кг:

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{C_p + 0,375 \cdot S_p}{100}, \tag{2.5}$$

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{56,2 + 0,375 \cdot 1,3}{100} = 1,057789 \text{ м}^3/\text{кг};$$

объем водяных паров, м³/кг:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H_p + 0,0124 \cdot W_p + 0,0161 \cdot V_g^0, \quad (2.6)$$

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot 3,3 + 0,0124 \cdot 10,5 + 0,0161 \cdot 5,6077 = 0,586783 \text{ м}^3/\text{кг};$$

объем продуктов сгорания, м³/кг:

$$V_z^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2} + V_{H_2O}^0 = 4,4357 + 1,057789 + 0,586783 = 6,0802 \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (2.7)$$

Действительные объемы продуктов сгорания и воздуха

Объемы газов и водяных паров определяются по среднему значению коэффициента избытка воздуха в поверхности нагрева α_{cp} , равному полусумме значений на входе в поверхность и на выходе из нее. В таблице 3 включены также объемные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц в продуктах сгорания для последующего расчета лучистого теплообмена. Доля золы, уносимой потоком газа $a_{yn} = 0,95$.

Таблица 3 – Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Наименование величины и обозначение	Газоход			
	Топочная камера, ширмы	Пароперегреватель	ВЭК	ВЗП
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева $\alpha'' = \alpha_T + \sum \alpha_i$	1,2	1,23	1,25	1,28
Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева α_{cp}	1,2	1,215	1,24	1,265
Объем водяных паров, м ³ /кг, $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha_{cp} - 1)V_B^0$	0,6048	0,6062	0,6085	0,6107
Полный объем газов, м ³ /кг, $V_T = V_T^0 + 1,016(\alpha_{cp} - 1)V_B^0$	7,2197	7,3052	7,4476	7,59
Объемная доля трехатомных газов $r_{RO_2} = V_{RO_2}/V_T$	0,1465	0,1448	0,142	0,1394
Объемная доля водяных паров $r_{H_2O} = V_{H_2O}/V_T$	0,0838	0,083	0,0817	0,0805
Суммарная объемная доля $r_{II} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0,2303	0,2278	0,2237	0,2198

Масса дымовых газов, кг/кг $G_r = 1 - 0,01 \cdot A^p + 1,306 \cdot \alpha_{cp} \cdot V_B^0$	9,6003	9,7102	9,8933	10,0764
Концентрация золовых частиц, кг/кг $\mu_{zl} = A^p \cdot a_{yn}/100 \cdot G_r$	0,0186	0,0184	0,0181	0,0177

2.2.6 Расчет энтальпий продуктов сгорания

Для всех видов топлива энтальпии теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания, кДж/кг, при расчетной температуре \mathcal{Q} , °C, определяются по формулам:

$$H_g^0 = V_g^0 \cdot c_g \cdot \mathcal{Q}, \quad (2.8)$$

где c_g – теплоемкость воздуха при постоянном давлении, кДж/(м³·К);
 \mathcal{Q} – расчетная температура, °C;

$$H_z^0 = (V_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + V_{H_2O}^0 \cdot c_{H_2O} + V_{N_2}^0 \cdot c_{N_2}) \cdot \mathcal{Q}, \quad (2.9)$$

где c_{RO_2} – теплоемкость трехатомных газов при постоянном давлении, кДж/(м³·К);
 c_{H_2O} – теплоемкость водяных паров при постоянном давлении, кДж/(м³·К);
 c_{N_2} – теплоемкость азота при постоянном давлении, кДж/(м³·К);

Энтальпия продуктов сгорания при избытке воздуха $\alpha > 1$, кДж/кг:

$$H_z = H_z^0 + (\alpha - 1) \cdot H_g^0 + H_{zl}, \quad (2.10)$$

где H_{zl} – энтальпия золы, кДж/кг;
 α – соответствующий коэффициент избытка воздуха (см. таблицу 3);

энтальпия золы, кДж/кг:

$$H_{zl} = 0,01 \cdot a_{yn} \cdot A^p \cdot c_{zl} \cdot \mathcal{Q}, \quad (2.11)$$

где c_{zl} – теплоемкость золы, кДж/(кг·К).

Значения теплоемкостей принимаются из справочной таблицы [1, с. 39].

Энтальпия золы невелика по сравнению с другими составляющими и учитывается, когда приведенный унос летучей золы с потоком газов значителен, %·кг/МДж:

$$a_{yn} \cdot A^n > 1,4, \quad (2.12)$$

где A^n – приведенная зольность топлива.

Приведенная зольность топлива рассчитывается по формуле:

$$A^n = \frac{A^p}{Q_p^n} = \frac{18,8}{21,31} = 0,88, \quad (2.13)$$

отсюда,

$$a_{yn} \cdot A^n = 0,95 \cdot 1,575 = 0,839.$$

Приведенный унос летучей золы с потоком газов меньше 1,4, следовательно, энтальпия золы не учитывается.

Результаты расчетов энтальпий газов при действительных избытках воздуха в газоходах на интервале расчетных температур от 100 до 2300 °С приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Энтальпии продуктов сгорания, кДж/кг

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	H_{Γ}^0	$H_{\text{В}}^0$	$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot H_{\text{В}}^0 + H_{\text{ЗЛ}}$			
			Топочная камера, ширмы	Пароперегреватель	ВЭК	ВЗП
100	831,7382	740,099	–	–	–	1038,966
200	1687,192	1486,366	–	–	–	2103,374
300	2566,512	2242,167	–	–	3127,053	3194,318
400	3522,056	3040,473	–	–	4282,174	–
500	4461,974	3839,284	–	–	5421,795	–
600	5434,821	4656,601	–	6505,84	6598,972	–
700	6428,173	5490,011	–	7690,875	–	–
800	7442,748	6336,207	–	8900,075	–	–
900	8474,239	7196,366	9913,512	10129,4	–	–
1000	9522,343	8066,058	11135,55	11377,54	–	–
1100	10585,76	9002,201	12386,2	12656,26	–	–
1200	11661,67	9840,097	13629,69	13924,89	–	–
1300	12751,92	10742,48	14900,41	15222,69	–	–
1400	13848,46	11651,26	16178,71	16528,25	–	–
1500	14955,27	12564,24	17468,12	17845,04	–	–
1600	16070,73	13484,4	18767,61	–	–	–
1700	17195,74	14407,26	20077,19	–	–	–
1800	18322,91	15331,45	21389,2	–	–	–

1900	19456,78	16267,37	22710,26	—	—	—
2000	20595,54	17204,3	24036,4	—	—	—
2100	21742,65	18148,13	25372,28	—	—	—
2200	22887,69	19090,04	26705,7	—	—	—
2300	24040,99	20037,74	28048,54	—	—	—

2.2.7 Экономичность работы парового котла. Расход топлива на котел

Коэффициент полезного действия и потери теплоты

Потеря теплоты с уходящими газами q_2 , %, зависит от заданной температуры уходящих газов и избытка воздуха продуктов сгорания, покидающих котел:

$$q_2 = \frac{(H_{yx.z} - \alpha_{yx.z} \cdot H_{xв}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_p^H}, \quad (2.14)$$

где $H_{yx.z}$ – энтальпия уходящих газов при определенной температуре уходящих газов, кДж/кг;

$\alpha_{yx.z}$ – коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем (см. таблицу 3);

$H_{xв}^0$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг;

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

Энтальпия уходящих газов, кДж/кг, определяется из таблицы 4 по температуре уходящих газов $\vartheta_{yx} = 165$ °С (см. таблицу 1), при избытке воздуха в продуктах сгорания за воздухоподогревателем путем линейной интерполяции в пределах имеющегося диапазона:

$$H_{yx.z} = H_{100}^{B3П} + \frac{H_{200}^{B3П} - H_{100}^{B3П}}{200 - 100} \cdot (100 - q_4), \quad (2.15)$$

где $H_{100}^{B3П}$ – энтальпия уходящих газов за воздухоподогревателем при $\vartheta = 100$ °С (см. таблицу 4);

$H_{200}^{B3П}$ – энтальпия уходящих газов за воздухоподогревателем при $\vartheta = 200$ °С (см. таблицу 4).

$$H_{yx.z} = 1038,966 + \frac{2103,374 - 1038,966}{200 - 100} \cdot (100 - 1) = 1730,8312 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия холодного воздуха, кДж/кг, определяется из таблицы 4 по температуре холодного воздуха $t_{xв} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ и $H_{в}^0$ путем линейной интерполяции аналогично способу определения энтальпии уходящих газов. Так,

$$H_{xв}^0 = 185,0248 \text{ кДж/кг.}$$

Теперь по формуле (2.14) рассчитывается потеря теплоты с уходящими газами q_2 , %:

$$q_2 = \frac{(1730,8312 - 1,28 \cdot 185,0248) \cdot (100 - 1)}{21310} = 6,9407.$$

Потеря теплоты с химическим недожогом топлива q_3 , %, зависит от вида сжигаемого топлива. Так как котел пылеугольный, $q_3 = 0$.

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

$$q_5^{\text{ном}} = \frac{\left(\frac{60}{D_{\text{ном}}}\right)^{0,5}}{\lg D_{\text{ном}}}, \quad (2.16)$$

где $D_{\text{ном}} = 88,889$ – номинальная нагрузка котла, кг/с.

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

$$q_5 = q_5^{\text{ном}} \cdot \frac{D_{\text{ном}}}{D_{\text{не}}}, \quad (2.17)$$

где $D_{\text{не}}$ – расчетная паропроизводительность котла, т/ч (см. таблицу 1).

$$q_5^{\text{ном}} = \frac{\left(\frac{60}{88,889}\right)^{0,5}}{\lg 88,889} = 0,4216;$$

$$q_5 = 0,4216 \cdot \frac{320}{345} = 0,5132.$$

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

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100} = 1 - \frac{0,5132}{100} = 0,9949. \quad (2.18)$$

Оценка потерь теплоты с физическим теплом шлака q_6 выполняется по формуле, %:

$$q_6 = \frac{a_{шл} \cdot A^p \cdot (ct)_{шл}}{Q_n^p}, \quad (2.19)$$

где $a_{шл}$ – доля шлакоулавливания в топочной камере;
 A^p – зольность топлива на рабочую массу, %, (см. таблицу 2);
 $(ct)_{шл}$ – энтальпия шлака, кДж/кг, которая принимается в зависимости от способа шлакоудаления [1], для твердого шлакоудаления составляет $(ct)_{шл} = 560$ кДж/кг;
 Q_n^p – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг (см. таблицу 2).

Доля шлакоулавливания в топочной камере определяется по зависимости:

$$a_{шл} = 1 - a_{ун} = 1 - 0,95 = 0,05. \quad (2.20)$$

$$q_6 = \frac{0,05 \cdot 18,8 \cdot 560}{21310} = 0,0247.$$

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

$$\eta_{ка}^{\bar{p}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \quad (2.21)$$

$$\eta_{ка}^{\bar{p}} = 100 - (6,941 + 0 + 1 + 0,5132 + 0,0247) = 91,5214.$$

Расход топлива на котел

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

$$B = \frac{D_{ne} \cdot (h_{ne} - t'_{нс}) + G_{np} \cdot (t'_{np} - t'_{нс})}{\frac{\eta_{ка}^{бр}}{100} \cdot Q_n^p}, \quad (2.22)$$

где $D_{ne} = 95,833$ – расчетная паропроизводительность котла, кг/с;

h_{ne} – энтальпия перегретого пара при давлении и температуре перегретого пара, кДж/кг;

$t'_{нс}$ – энтальпия питательной воды, кДж/кг;

G_{np} – расход продувочной воды из барабанного парового котла, кг/с;

t'_{np} – энтальпия воды на линии насыщения по давлению в барабане, кДж/кг.

Энтальпия перегретого пара при давлении и температуре перегретого пара определяется на $H-S$ диаграмме по следующей зависимости:

$$h_{ne} = f(P_{ne}, t_{ne}) = 3477,459 \text{ кДж/кг}. \quad (2.23)$$

Энтальпия питательной воды по следующей зависимости:

$$t'_{нс} = t_{нс} \cdot c_p, \quad (2.24)$$

где $c_p = 4,186$ – изобарная теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

$$t'_{нс} = 195 \cdot 4,186 = 816,27 \text{ кДж/кг}.$$

Расход продувочной воды из барабанного парового котла в расчетах принимается равным:

$$G_{np} = 0,0125 \cdot D_{ne}, \quad (2.25)$$

где D_{ne} – то же, что и в формуле (2.22).

$$G_{np} = 0,0125 \cdot 95,833 = 1,1979 \text{ кг/с}.$$

Давление в барабане в расчетах принимается равным

$$P_{\bar{o}} = 1,1 \cdot P_{ne} = 1,1 \cdot 15 = 16,5 \text{ МПа}. \quad (2.26)$$

Энтальпия воды на линии насыщения по давлению в барабане определяется на $H-S$ диаграмме по следующей зависимости:

$$t'_{np} = t_s(P_6) = 1669,684 \text{ кДж/кг.} \quad (2.27)$$

Полный расход топлива определяется по формуле (2.22):

$$B = \frac{95,833 \cdot (3477,459 - 816,27) + 1,1979 \cdot (1669,684 - 816,27)}{\frac{91,5214}{100} \cdot 21310} = 13,1287 \text{ кг/с.}$$

При ненулевых значениях механического недожога q_4 определяют значение расчетного расхода сгоревшего топлива B_p , кг/с, на основе которого производится определение полного расхода газов и воздуха в газоздушном тракте:

$$B_p = B \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) = 13,1287 \cdot \left(1 - \frac{1}{100}\right) = 12,9974 \text{ кг/с.} \quad (2.28)$$

2.2.8 Тепловой расчет топочной камеры

Задача теплового и конструктивного расчета топочной камеры заключается в определении ее тепловосприятия, размеров необходимой лучевоспринимающей поверхности экранов и объема топки, обеспечивающих снижение температуры продуктов сгорания до заданной величины.

Для выполнения расчета топки составляется предварительный эскиз ее, который может быть принят близким к эскизу топочной камеры типового котла, указанного в задании к проекту.

Конструктивные и тепловые характеристики топочной камеры

На рисунке 2 представлен эскиз топочной камеры проектируемого котла.

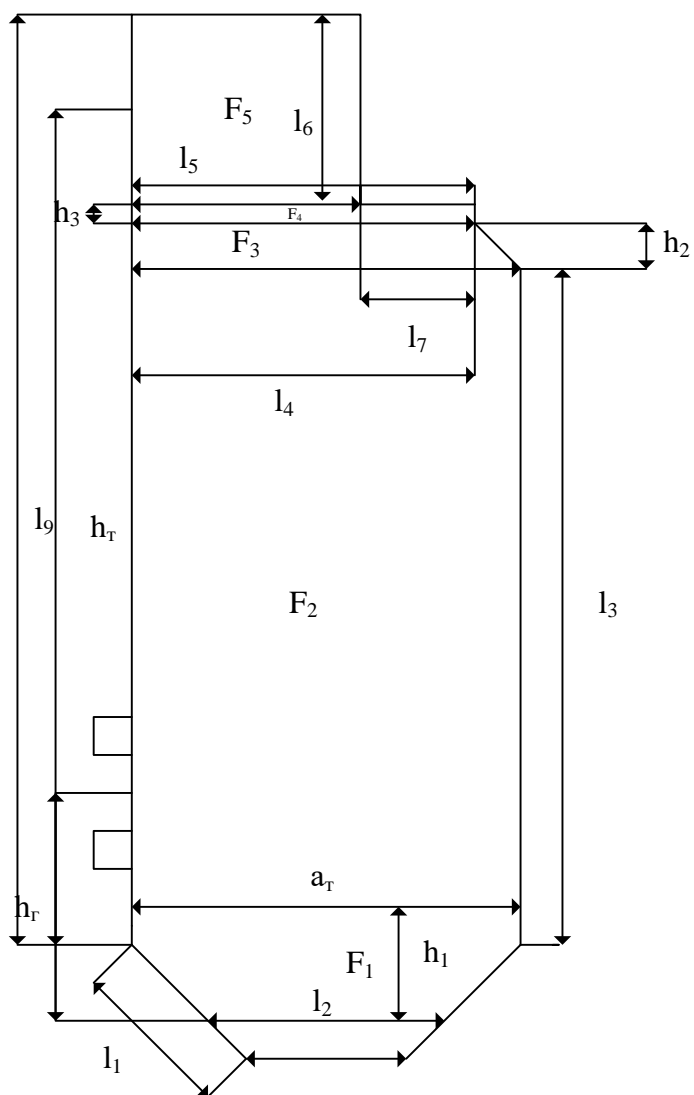


Рисунок 4 – Эскиз топочной камеры котла БКЗ-320-140

Конструктивные характеристики, необходимые для расчета и снятые с заводского чертежа котла приведены в таблице 5.

Таблица 5 – Конструктивные характеристики котла

Наименование величины	Значение
l_1 , м	3,75
l_2 , м	4,5
l_3 , м	10
l_4 , м	6
l_5 , м	6,15
l_6 , м	8,1
l_7 , м	2,5
l_8 , м	19,35

глубина топки a_m , м	7,65
ширина топки b_m , м	12,1
высота топки h_m , м	16,75
высота расположения горелок h_2 , м	3,65
h_1 , м	1,5
h_2 , м	0,85
h_3 , м	0,3
h_4 , м	0,625
площадь фронтальной стены $F_{фр} = (l_1 + l_8) \cdot b_m$, м ²	279,51
площадь задней стены $F_{тыл} = (l_1 + l_3) \cdot b_m$, м ²	166,375
площадь участка $F_1 = \frac{a_m + l_2}{2} \cdot h_1$, м ²	9,113
площадь участка $F_2 = a_m \cdot l_3$, м ²	76,5
площадь участка $F_3 = \frac{a_m + l_4}{2} \cdot h_2$, м ²	5,801
площадь участка $F_4 = \frac{l_5 + l_4}{2} \cdot h_3$, м ²	1,823
площадь участка $F_5 = l_5 \cdot l_6$, м ²	49,815
площадь боковых стен $F_{бок} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5$, м ²	143,0513
площадь выходного окна $F_{вок} = (l_6 + l_7) \cdot b_m$, м ²	128,26
площадь потолка $F_{пот} = l_5 \cdot b_m$, м ²	74,415
объем топки $V_m = F_{бок} \cdot b_m$, м ³	1730,9201
полная площадь поверхности стен $F_{ст} = F_{фр} + F_{тыл} + 2 \cdot F_{бок} + F_{вок} + F_{пот}$, м ²	934,6625

Расчет теплообмена в топке

Задачей расчета теплообмена в топочной камере является определение тепловосприятости экранов топки и температуры газов на выходе из нее ϑ_T'' . В связи с тем, что значительное число характеристик радиационного теплообмена зависят от значения температуры газов на выходе из топки, то в основу поверочного расчета топочной камеры парового котла положена методика последовательного приближения. Согласно данной методике необходимо предварительно задаться значением температуры газов на выходе из топки исходя из характеристик топлива и условия предупреждения шлакования последующих поверхностей нагрева.

Методом последовательных приближений определяется температура на выходе из топочной камеры. В данном случае $\vartheta_m'' = 1075,8384$ °С.

Расчетное теплонапряжение топочного объема рассчитывается по формуле, кВт/м³:

$$q_v = \frac{B_p \cdot Q_n^p}{V_m} = \frac{12,997 \cdot 21310}{1730,92} = 160,0161 \text{ кВт/м}^3. \quad (2.29)$$

Полезное тепловыделение в топочной камере Q_m , кДж/кг:

$$Q_m = Q_n^p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_g, \quad (2.30)$$

где Q_g – теплота, поступающая в топочную камеру с воздухом, кДж/кг.

Теплота, поступающая в топочную камеру с воздухом, определяется из выражения, кДж/кг:

$$Q_g = \beta_{zg} \cdot H_{zg}^0 + (\Delta\alpha_m + \Delta\alpha_{nc}) \cdot H_{xg}^0, \quad (2.31)$$

где β_{zg} – относительный избыток воздуха;

H_{zg}^0 – энтальпия горячего воздуха, кДж/кг;

$\Delta\alpha_m$ – присосы холодного воздуха в топке (см. раздел 2.4);

$\Delta\alpha_{nc}$ – присосы холодного воздуха в пылесистеме (см. раздел 2.4);

H_{xg}^0 – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг (см. раздел 2.7).

Относительный избыток воздуха можно рассчитать по формуле

$$\beta_{zg} = \alpha_m - \Delta\alpha_m - \Delta\alpha_{nc} = 1,2 - 0,05 - 0,04 = 1,11. \quad (2.32)$$

Энтальпия горячего воздуха определяется из таблицы 4 методом интерполяции по температуре горячего воздуха $t_{zg} = 250$ °С и колонке H_g^0 . Так,

$$H_{zg}^0 = 1864,2665 \text{ кДж/кг.}$$

Теплота, поступающая в топочную камеру с воздухом, определяется по формуле (2.31):

$$Q_g = 1,1 \cdot 1864,2665 + (0,05 + 0,04) \cdot 185,025 = 2085,988 \text{ кДж/кг;}$$

Полезное тепловыделение в топочной камере определяется по формуле (2.30):

$$Q_m = 21310 \cdot \frac{100 - 0 - 1 - 0,025}{100 - 1} + 2085,988 = 23390,6709 \text{ кДж/кг.}$$

Значению Q_m соответствует теоретическая (адиабатная) температура продуктов сгорания в топке ϑ_a . Находится методом интерполяции данных в зоне высоких температур по таблице 4 и коэффициенту избытка воздуха в топке, принимая при этом энтальпию $H_a = Q_T$: Таким образом,

$$\vartheta_a = 1951,3076 \text{ }^\circ\text{C.}$$

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

$$Bu = k \cdot p \cdot S_m, \quad (2.33)$$

где k – коэффициент поглощения топочной среды, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$;

$p = 0,1$ – давление в топочной камере, МПа [1];

S_m – эффективная толщина излучающего слоя топки, м.

Коэффициент поглощения топочной среды определяется из следующей зависимости, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$:

$$k = k_z \cdot r_n + k_{zl} \cdot \mu_{zl} + k_k, \quad (2.34)$$

где k_z – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания;

$r_n = 0,23$ – суммарная объемная доля в топке (см. таблицу 3);

k_{zl} – коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$;

$\mu_{zl} = 0,019$ – концентрация золовых частиц в топочной камере (см. таблицу 3);

$k_k = 0,5$ – коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса.

Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания определяется по формуле:

$$k_2 = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_n \cdot S_m}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_m''}{1000} \right), \quad (2.35)$$

где $r_{H_2O} = 0,084$ – объемная доля водяных паров в топочной камере (см. таблицу 3);

r_n – то же, что и в формуле (2.34);

S_m – то же, что и в формуле (2.33);

$T_m'' = 1348,8384$ – температура газов на выходе из топки, К.

Эффективная толщина излучающего слоя топки определяется из выражения, м:

$$S_m = 3,6 \cdot \frac{V_m}{F_{cm}}, \quad (2.36)$$

где V_m и F_{cm} – см. таблицу 5.

$$S_m = 3,6 \cdot \frac{1730,92}{934,663} = 6,6669 \text{ м.}$$

$$k_2 = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,23}{\sqrt{0,23 \cdot 6,667}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1348,8384}{1000} \right) = 3,1943.$$

Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде часицами летучей золы определяется по формуле, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$:

$$k_{зл} = \frac{43 \cdot \rho_2}{(T_m'' \cdot d_{зл})^{0,67}}, \quad (2.37)$$

где $\rho_2 = 1300$ – плотность дымовых газов, $\text{Г}/\text{М}^3$;

$d_{зл} = 16$ – диаметр золовой частицы, мкм (значение принято для молотковой мельницы).

$$k_{зл} = \frac{43 \cdot 1300}{(1348,8384 \cdot 16)^{0,67}} = 69,7555 \text{ } 1/\text{м} \cdot \text{МПа}.$$

Коэффициент поглощения топочной среды определяется по формуле (2.34):

$$k = 3,1943 \cdot 0,23 + 69,7555 \cdot 0,019 + 0,5 = 2,5333.$$

Критерий Бугера определяется по формуле (2.33):

$$Bu = 2,5333 \cdot 0,1 \cdot 6,667 = 1,6889.$$

Степень черноты газов в топке находится по зависимости

$$a_m = 1 - \exp^{-Bu} = 1 - 0,185 = 0,8153. \quad (2.38)$$

По найденному значению Bu определяется эффективное значение критерия Бугера:

$$\tilde{Bu} = 1,6 \cdot \ln\left(\frac{1,4 \cdot Bu^2 + Bu + 2}{1,4 \cdot Bu^2 - Bu + 2}\right), \quad (2.39)$$

$$\tilde{Bu} = 1,6 \cdot \ln\left(\frac{1,4 \cdot 1,6889^2 + 1,6889 + 2}{1,4 \cdot 1,6889^2 - 1,6889 + 2}\right) = 0,9268.$$

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

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_m, \quad (2.40)$$

где x_m — характеризует относительную высоту положения зоны максимальных температур в топке.

Параметр x_m определяется следующим образом:

$$x_m = \frac{h_2}{h_m}, \quad (2.41)$$

где h_2 и h_m — см. таблицу 5.

$$x_m = \frac{3,65}{16,75} = 0,2179.$$

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot 0,2179 = 0,481.$$

Коэффициент тепловой эффективности топочных экранов рассчитывается по формуле:

$$\psi_{\text{экp}} = X \cdot \xi, \quad (2.42)$$

где $X = 0,98$ – угловой коэффициент экрана;
 $\xi = 0,5$ – условный коэффициент загрязнения (значение принимается из таблицы 6.1 [1] на основании наличия систематической обдувки топочных экранов).

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

Температура газов на выходе из топки уточняется по формуле

$$g'' = \frac{T_a}{1 + M \cdot B_u \cdot \left(\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \psi_{\text{экp}} \cdot F_{\text{cm}} \cdot T_a^3}{\varphi \cdot B_p \cdot (Vc)_{\text{cp}}} \right)^{0,6}} - 273, \quad (2.43)$$

где $T_a = 2224,308$ – абсолютная температура продуктов сгорания, К;
 F_{cm} – полная площадь поверхности стен топки, м² (см. таблицу 5);
 φ – коэффициент сохранения тепла (см. формулу (2.18));
 $(Vc)_{\text{cp}}$ – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива, кДж/кг · К.

Средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива определяется по формуле, кДж/кг · К:

$$(Vc)_{\text{cp}} = \frac{Q_m - H_m''}{g_a - g_m''}, \quad (2.44)$$

где H_m'' – энтальпия продуктов сгорания топлива, кДж/кг.

Энтальпия продуктов сгорания топлива определяется по таблице 4, температуре газов на выходе из топки $(g_m'')_3 = 1075,8384$ °С и избытку воздуха на выходе из топки путем линейной интерполяции. Так,

$$H_m'' = 12084,0228 \text{ кДж/кг.}$$

$$(Vc)_{\text{cp}} = \frac{23390,671 - 12084,0228}{1951,308 - 1075,8384} = 12,915 \text{ кДж/кг · К.}$$

$$g_m'' = \frac{2224,3076}{1 + 0,481 \cdot 0,927^{0,3} \cdot \left(\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,49 \cdot 934,663 \cdot 2224,3076^3}{0,995 \cdot 12,997 \cdot 12,915} \right)^{0,6}} - 273 =$$

$$= 1075,8578 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При расчете необходимо, чтобы найденная температура газов на выходе из топки не отличалась от принятой в начале расчета более чем на $\pm 30 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$g_m'' - g_{m3}'' = 1075,8578 - 1075,8384 = 0,0194 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Условие выполняется.

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

$$Q_l = \varphi \cdot (Q_m - H_m''), \quad (2.45)$$

где H_m'' – энтальпия газов на выходе из топки, кДж/кг.

Энтальпия продуктов сгорания топлива определяется по таблице 4, температуре газов на выходе из топки $g_m'' = 1075,858 \text{ } ^\circ\text{C}$ и избытку воздуха на выходе из топки путем линейной интерполяции. Так,

$$H_m'' = 12084,265 \text{ кДж/кг}.$$

$$Q_l = 0,995 \cdot (23390,671 - 12084,265) = 11248,379 \text{ кДж/кг}.$$

Среднее тепловое напряжение экранов топки (воспринятый тепловой поток) определяется по формуле, кВт/м²:

$$q_l = \frac{B_p \cdot Q_l}{F_{ст} \cdot \chi}, \quad (2.46)$$

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

$$q_l = \frac{12,997 \cdot 11248,379}{934,663 \cdot 0,98} = 159,612 \text{ кВт/м}^2.$$

2.2.9 Расчет тепловосприятия радиационной поверхности пароперегревателя

Целью расчета радиационного пароперегревателя является определение энтальпии и температуры пара на выходе из него. На рисунке 3 изображена схема включения пароперегревателей в паровой тракт барабанного котла.

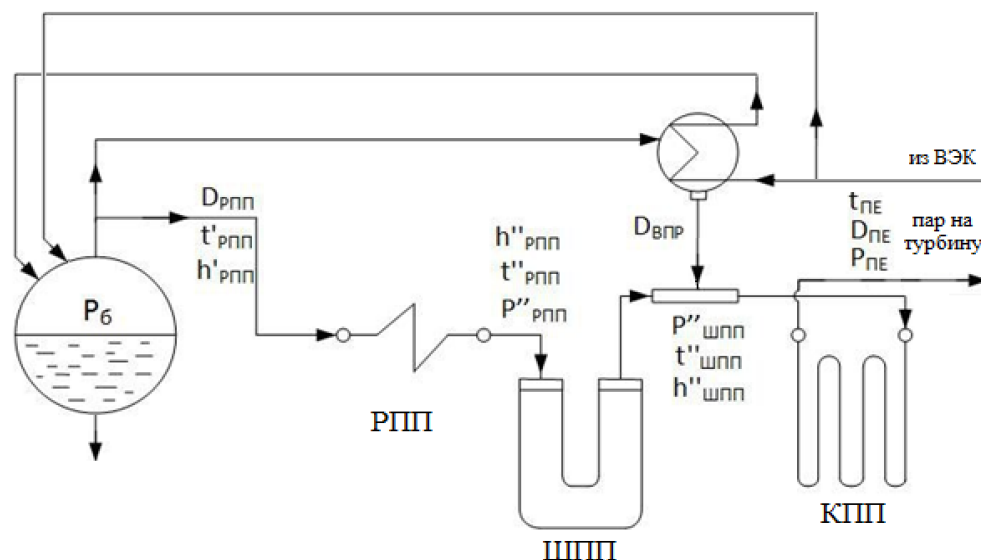


Рисунок 5 – Схема включения пароперегревателей в паровой тракт

В проектируемом котле используется компоновка радиационного пароперегревателя на боковых стенках горизонтального газохода и в поворотной камере. Схема размещения пароперегревателя представлена на рисунке 4.

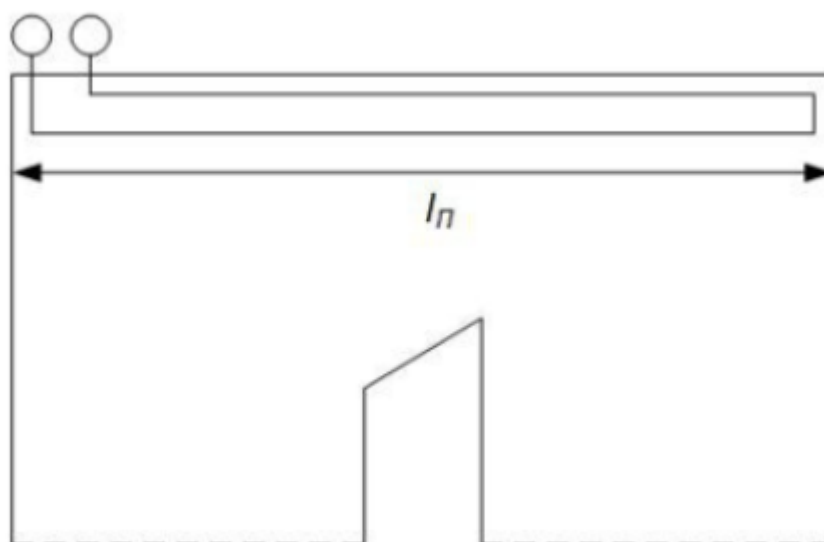


Рисунок 6 – Схема расположения РПП

Давление пара за радиационным пароперегревателем, МПа:

$$P''_{pnn} = 1,07 \cdot P_{ne} = 1,07 \cdot 15 = 16,05 \text{ МПа.} \quad (2.47)$$

Давление пара за ширмовым пароперегревателем, МПа:

$$P''_{unn} = 1,04 \cdot P_{ne} = 1,04 \cdot 15 = 15,6 \text{ МПа.} \quad (2.48)$$

Энтальпия пара на входе в РПП определяется по давлению в барабане на линии насыщения:

$$h'_{pnn} = h''(t_s(P_{\sigma})) = 2564,566 \text{ кДж/кг.} \quad (2.49)$$

Температура пара на входе в РПП определяется также по давлению в барабане на линии насыщения:

$$t'_{pnn} = t_s(P_{\sigma}) = 349,856 \text{ }^{\circ}\text{C.} \quad (2.50)$$

Тепловосприятие радиационного пароперегревателя, кДж/кг:

$$Q_{pnn} = Q_{nom}, \quad (2.51)$$

где Q_{nom} – тепловосприятие потолочного РПП, кДж/кг.

$$Q_{nom} = \frac{q_l \cdot \eta_{\epsilon} \cdot F_{nom}}{B_p}, \quad (2.52)$$

где q_l – среднее тепловое напряжение экранов топки, кВт/м² (см. формулу (2.46));

η_{ϵ} – коэффициент неравномерности тепловосприятия для потолка, который зависит от характеристик топки, для топок с твердым шлакоудалением $\eta_{\epsilon} = 0,7$ [1];

F_{nom} – площадь поверхности потолка топки, занятая пароперегревателем, м²;

B_p – расчетный расход топлива, кг/с (см. формулу (2.28)).

Площадь поверхности потолка топки, занятая пароперегревателем определяется по формуле, м²:

$$F_{nom} = l_8 \cdot b_m, \quad (2.53)$$

где $l_8 = 13,75$ – длина потолочного РПП, м;

b_m – ширина топки, м (см. таблицу 5).

$$F_{ном} = 13,75 \cdot 12,1 = 166,375 \text{ м}^2.$$

Тепловосприятие потолочного РПП определяется по формуле (2.52):

$$Q_{ном} = \frac{159,612 \cdot 0,7 \cdot 166,375}{12,997} = 1430,195 \text{ кДж/кг}.$$

Тепловосприятие РПП определяется по формуле (2.51):

$$Q_{pnn} = Q_{ном} = 1430,195 \text{ кДж/кг}.$$

Прирост энтальпии пара в радиационном пароперегревателе определяется по формуле, кДж/кг:

$$\Delta h_{pnn} = \frac{Q_{pnn} \cdot B_p}{D_{pnn}}, \quad (2.54)$$

где D_{pnn} – расход пара на РПП, кг/с.

Расход пара на РПП определяется по формуле, кг/с:

$$D_{pnn} = D_{не} - G_{впр}, \quad (2.55)$$

где $G_{впр}$ – расход на впрыск пара в впрыскивающий пароохладитель, кг/с.

Расход на впрыск пара в впрыскивающий пароохладитель определяется по формуле, кг/с:

$$G_{впр} = 0,06 \cdot D_{не}, \quad (2.56)$$

где $D_{не} = 95,833$ – расход перегретого пара, кг/с.

$$G_{впр} = 0,06 \cdot 95,833 = 5,75 \text{ кг/с}.$$

$$D_{pnn} = 95,833 - 5,75 = 90,083 \text{ кг/с}.$$

$$\Delta h_{pnn} = \frac{1430,195 \cdot 12,997}{90,083} = 206,352 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия пара за РПП определяется по формуле, кДж/кг:

$$h''_{pnn} = h'_{pnn} + \Delta h_{pnn} = 2564,566 + 206,352 = 2770,918 \text{ кДж/кг.} \quad (2.57)$$

По найденным значениям давления и энтальпии пара на выходе из РПП находится его температура, °С :

$$t''_{pnn} = f(P''_{pnn}, h''_{pnn}) = 367,75 \text{ °С.} \quad (2.58)$$

Таким образом, температура пара на выходе из РПП составляет $t''_{pnn} = 367,75 \text{ °С}$, на входе в РПП температура равна $t'_{pnn} = 349,856 \text{ °С}$, перегрев пара составляет $17,894 \text{ °С}$.

2.2.10 Расчет тепловосприятия ширмовой поверхности пароперегревателя

Задачей расчета ширмового пароперегревателя является определение температуры газов за ширмами $g''_{umr}, \text{ °С}$, и температуры пара на выходе из них $t''_{umr}, \text{ °С}$. Эскиз ширмового пароперегревателя представлен на рисунке 5. Все необходимые для расчета конструктивные характеристики приведены в таблице 6.

Расчет выполняется поворочным методом.

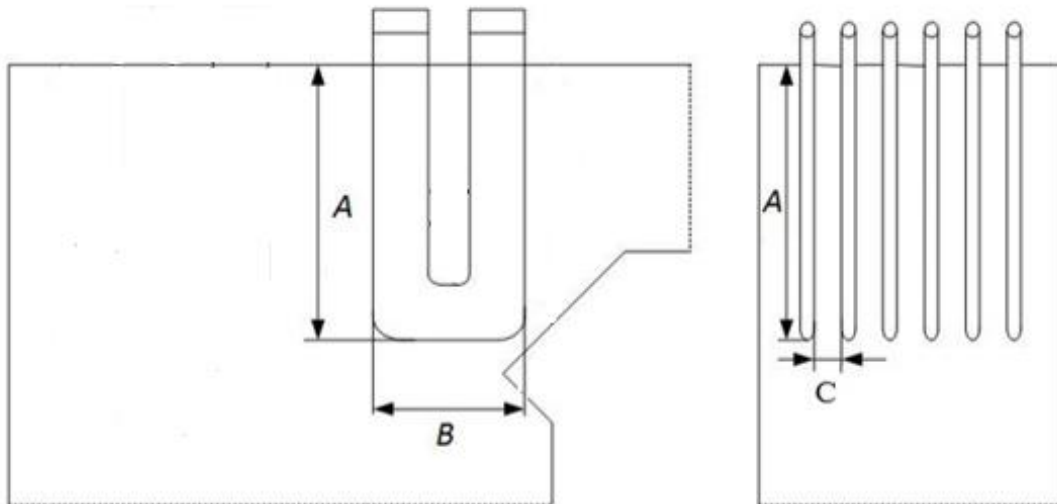


Рисунок 7 – Эскиз ширмового пароперегревателя

Таблица 6 – Конструктивные характеристики ширмового пароперегревателя

Геометрические характеристики ширм, м	
высота ширмы A	8,1

ширина ширмы B	1,25
шаг между ширмой C	0,55
длина выходного окна $l_{\text{вых.ок}}$	8,5
Геометрические характеристики труб ширм	
наружный диаметр стенки d_n , м	0,036
толщина стенки $\delta_{\text{ст}}$, м	0,005

Число ширм в одной ступени по ширине газохода определяется из выражения, шт:

$$z_1 = \frac{b_m - C}{C}, \quad (2.59)$$

где C – шаг между соседними ширмами, м;

b_m – ширина топки, м (см. таблицу 5).

$$z_1 = \frac{12,1 - 0,55}{0,55} = 21 \text{ шт.}$$

Число параллельно включенных труб в одной ленте ширмы определяется на основе данных о конструкции ширм по формуле, шт:

$$n_{\text{ш}} = \frac{B / 2}{S_2} - 1, \quad (2.60)$$

где B – общая ширина ширм, м;

S_2 – продольный шаг труб в ленте ширмы, м.

Продольный шаг труб в ленте ширмы определяется по следующей формуле, м:

$$S_2 = 1,1 \cdot d_n = 1,1 \cdot 0,036 = 0,0396 \text{ м.} \quad (2.61)$$

$$n_{\text{ш}} = \frac{1,25 / 2}{0,0396} - 1 = 14,783 \text{ шт.}$$

Полученное значение округляется до целого в большую сторону.
 $n_{\text{ш}} = 15$ шт.

Тепло, полученное прямым излучением из топки, определяется по формуле, кДж/кг:

$$Q_{штн}^л = Q_{вх}^л - Q_{вых}^л, \quad (2.62)$$

где $Q_{вх}^л$ – теплота, полученная ширмовой поверхностью прямым излучением из топки, кДж/кг;

$Q_{вых}^л$ – тепло излучения из топки и ширм на поверхность нагрева, расположенную за ширмами, кДж/кг.

Теплота, полученная ширмовой поверхностью прямым излучением из топки, определяется по формуле, кДж/кг:

$$Q_{вх}^л = \frac{\beta_{ш} \cdot \eta_{\epsilon} \cdot q_{л} \cdot F_{вок}}{B_p}, \quad (2.63)$$

где $\beta_{ш}$ – коэффициент, учитывающий теплообмен между объемом топки и ширмовой поверхностью;

$\eta_{\epsilon} = 0,7$ – коэффициент неравномерности тепловосприятия для верхней части топки, (значение принято для топок с твердым шлакоудалением, [1]);

$q_{л}$ – тепловое напряжение экранов топки, кВт/м² (см. формулу (2.46));

$F_{вок}$ – площадь поверхности выходного сечения топки, м² (см. таблицу 5).

Коэффициент, учитывающий теплообмен между объемом топки и ширмовой поверхностью, рассчитывается по формуле:

$$\beta_{ш} = \frac{1100}{g_{штн}''}, \quad (2.64)$$

где $g_{штн}'' = 992,58$ – заданная температура газов за ширмами, °С.

$$\beta_{ш} = \frac{1100}{992,58} = 1,108.$$

$$Q_{вх}^л = \frac{1,108 \cdot 0,7 \cdot 159,612 \cdot 128,26}{12,997} = 1221,871 \text{ кДж/кг.}$$

Тепло излучения из топки и ширм на поверхность нагрева, расположенную за ширмами, определяется по формуле, кДж/кг:

$$Q_{вых}^л = \frac{Q_{вх}^л \cdot (1 - a_{ш}) \cdot \varphi_{ш}}{\beta_{ш}} + \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot a_{ш} \cdot F_{вых}^л \cdot T_{ср}^4 \cdot \epsilon_n}{B_p}, \quad (2.65)$$

где $a_{ш}$ – степень черноты газов в ширмах;
 $\varphi_{ш}$ – угловой коэффициент ширм (доля теплового излучения из топки, воспринятая поверхностью ширм);
 $F_{вых}^л$ – выходная излучающая поверхность ширм, м²;
 T_{cp} – средняя температура газов в ширмах, К;
 $\varepsilon_n = 0,5$ – поправочный коэффициент (значение принимается при сжигании твердых топлив [1]).
 Степень черноты газов в ширмах рассчитывается по формуле:

$$a_{ш} = 1 - \exp^{-k \cdot p \cdot s_{ш}}, \quad (2.66)$$

где $k \cdot p \cdot s_{ш}$ – суммарная оптическая толщина запыленного газового потока.

Суммарная оптическая толщина запыленного газового потока рассчитывается по формуле:

$$k \cdot p \cdot s_{ш} = (k_2 \cdot r_n + k_{3л} \cdot \mu_{3л}) \cdot p \cdot s_{ш}, \quad (2.67)$$

где k_2 – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания;
 r_n – суммарная объемная доля в ширмах (см таблицу 3);
 $k_{3л}$ – коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы;
 $\mu_{3л}$ – концентрация золовых частиц в ширмах, кг/кг (см. таблицу 5);
 p – давление в топочной камере, МПа (см. раздел 2.8.2);
 $s_{ш}$ – эффективная толщина излучающего слоя в ширмах, м.

Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания определяется по формуле (2.35) при условии замены T_m'' на значение температуры газов на выходе из ширм, а вместо s_m значение $s_{ш}$:

$$k_2 = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_n \cdot s_{ш}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{ш}''}{1000} \right) \quad (2.68)$$

Температура газов на выходе из ширмы определяется по формуле, К:

$$T_{ш}'' = \vartheta_{шmn}'' + 273 = 992,58 + 273 = 1265,58 \text{ К}. \quad (2.69)$$

Эффективная толщина излучающего слоя в ширмах определяется по формуле, м:

$$s_{ш} = \frac{1,8}{\frac{1}{A} + \frac{1}{B} + \frac{1}{S_1}} = \frac{1,8}{\frac{1}{8,1} + \frac{1}{1,25} + \frac{1}{0,55}} = 0,657 \text{ м.} \quad (2.70)$$

$$k_2 = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,084}{\sqrt{0,23 \cdot 0,657}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1265,58}{1000} \right) = 11,968.$$

Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы рассчитывается по формуле (2.37) с учетом замены температуры газов на выходе из топки на температуру газов на выходе из ширмового пароперегревателя:

$$k_{зл} = \frac{43 \cdot \rho_z}{(T_{ш}'' \cdot d_{зл})^{0,67}}, \quad (2.71)$$

$$k_{зл} = \frac{43 \cdot 1300}{(1265,58 \cdot 16)^{0,67}} = 72,798.$$

Суммарная оптическая толщина запыленного газового потока рассчитывается по формуле (2.67):

$$k \cdot p \cdot s_{ш} = (11,968 \cdot 0,23 + 72,798 \cdot 0,019) \cdot 0,1 \cdot 0,657 = 0,27.$$

Отсюда, степень черноты газов в ширмах:

$$a_{ш} = 1 - \exp^{-0,27} = 0,237.$$

Угловой коэффициент ширм определяется по формуле:

$$\varphi_{ш} = \sqrt{\left(\frac{B}{S_1}\right)^2 + 1} - \frac{B}{S_1} = \sqrt{\left(\frac{1,25}{0,55}\right)^2 + 1} - \frac{1,25}{0,55} = 0,21. \quad (2.72)$$

Выходная излучающая поверхность ширм определяется по формуле, м²:

$$F_{вых}^L = l_{вых.ок} \cdot b_m, \quad (2.73)$$

где $l_{вых.ок}$ – длина выходного окна, м (см. таблицу 6).

$$F_{\text{вых}}^l = 8,5 \cdot 12,1 = 102,85 \text{ м}^2.$$

Средняя температура газов в ширмах складывается из температур газов на входе и на выходе из ШПП, К:

$$T_{\text{cp}} = \frac{g'_{\text{шпн}} + g''_{\text{шпн}}}{2} + 273 = \frac{1075,858 + 992,58}{2} + 273 = 1307,219 \text{ К.} \quad (2.74)$$

Тепло излучения из топки и ширм на поверхность нагрева, расположенную за ширмами, определяется по формуле (2.65), кДж/кг:

$$Q_{\text{вых}}^l = \frac{1221,871 \cdot (1 - 0,237) \cdot 0,21}{1,108} + \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,237 \cdot 102,85 \cdot 1307,219^4 \cdot 0,5}{12,997} = 331,94 \text{ кДж/кг.}$$

Тепловосприятие ширм из топки рассчитывается по формуле (2.62), кДж/кг:

$$Q_{\text{шпн}}^l = 1221,871 - 331,94 = 889,931 \text{ кДж/кг.}$$

Количество теплоты, отданное газами ширмовому пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг:

$$Q_{\text{шпн}}^b = \varphi \cdot (H'_{\text{ш}} - H''_{\text{ш}}), \quad (2.75)$$

где φ – коэффициент сохранения тепла (см. формулу (2.18));

$H'_{\text{ш}}$ – энтальпия газов на входе в ширмовый пароперегреватель, кДж/кг;

$H''_{\text{ш}}$ – энтальпия газов на выходе из ширмового пароперегревателя, кДж/кг.

Энтальпия газов на входе в ширмовый пароперегреватель принимается равной энтальпии газов на выходе из топки, кДж/кг:

$$H'_{\text{ш}} = H''_{\text{т}} = 12084,265 \text{ кДж/кг.} \quad (2.76)$$

Энтальпия газов на выходе из ширмового пароперегревателя определяется линейной интерполяцией по таблице 4 по температуре газов на выходе из ширмового пароперегревателя и избытку воздуха на выходе из топки. Таким образом,

$$H''_{\text{ш}} = 11042,757 \text{ кДж/кг.} \quad (2.77)$$

$$Q_{umn}^{\delta} = 0,995 \cdot (12084,265 - 11042,757) = 1036,163 \text{ кДж/кг.}$$

После определения Q_{umn}^{δ} находится значение энтальпии пара на выходе из ширм, кДж/кг:

$$h_{uu}'' = h_{uu}' + \frac{(Q_{umn}^{\delta} + Q_{umn}^{\eta}) \cdot B_p}{D_{umn}}, \quad (2.78)$$

где D_{umn} – расход пара через ширмовый пароперегреватель, кг/с;

h_{uu}' – энтальпия пара на входе в ширмовый пароперегреватель, кДж/кг.

Расход пара через ширмовый пароперегреватель принимается равным расходу пара на РПП (см. формулу (2.55)), кг/с:

$$D_{umn} = D_{pnn} = 90,083 \text{ кг/с.} \quad (2.79)$$

Энтальпия пара на входе в ширмовый пароперегреватель принимается равной энтальпии пара на выходе из РПП (см. формулу (2.57)), кДж/кг:

$$h_{uu}' = h_{pnn}'' = 2675,837 \text{ кДж/кг.} \quad (2.80)$$

$$h_{uu}'' = 2770,918 + \frac{(1036,163 + 889,931) \cdot 12,997}{90,083} = 3048,821 \text{ кДж/кг.}$$

Количество теплоты, переданное через поверхность нагрева за счет процесса теплопередачи Q_{umn}^m , находят следующим образом, кДж/кг:

определяется живое сечение для прохода газов, м²:

$$f_{umn}^z = A \cdot b_m - z_1 \cdot A \cdot d_n, \quad (2.81)$$

где A – средняя высота ширм, м;

z_1 – число ширм в одной ступени по ширине газохода, шт. (см. формулу (2.59));

d_n – наружный диаметр труб ШПП, м. (см. таблицу 6).

$$f_{umn}^z = 8,1 \cdot 12,1 - 21 \cdot 8,1 \cdot 0,036 = 91,886 \text{ м}^2;$$

находится скорость газов при средней температуре, м/с:

$$\omega_2 = \frac{B_p \cdot V_2 \cdot (g_{cp} + 273)}{f_{umh}^2 \cdot 273}, \quad (2.82)$$

где V_2 – объем газов в газоходе, м³ (см. таблицу 3);
 g_{cp} – средняя температура газов в ширмах, °С .

Средняя температура газов в ширмах есть полусумма температур газов на входе и выходе из ширмового пароперегревателя, °С :

$$g_{cp} = \frac{1075,858 + 992,58}{2} = 1034,219 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.83)$$

$$\omega_2 = \frac{12,997 \cdot 7,22 \cdot (1034,219 + 273)}{91,886 \cdot 273} = 4,89 \text{ м/с};$$

по полученной величине скорости газов, используя номограммы [1, с. 62-63] находят коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k по формуле, Вт/(м² · К):

$$\alpha_k = \alpha_n \cdot C_\phi = 49,5 \cdot 0,94 = 46,53 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad (2.84)$$

определяется коэффициент теплоотдачи α_2 по формуле, Вт/(м² · К):

$$\alpha_2 = \alpha_n \cdot C_d, \quad (2.85)$$

где $\alpha_n = 3050$ – находится по номограмме [1, с. 67];
 $C_d = 1,03$ – находится по номограмме [1, с. 67];

$$\alpha_2 = 3050 \cdot 1,03 = 3141,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

определяется скорость пара в ширмах по формуле, м/с:

$$\omega_n = \frac{D_m \cdot v_n}{f_n}, \quad (2.86)$$

где v_n – средний удельный объем пара, М³/кг;
 f_n – площадь живого сечения для прохода пара, м².

Средний удельный объем пара зависит от давления за ширмовым пароперегревателем и средней температуры пара в ширмовом пароперегревателе, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$v_n = f(P''_{unn}, t_{cp}). \quad (2.87)$$

Средняя температура пара в ширмовом пароперегревателе есть полусумма температур пара на входе в ширмовый пароперегреватель и выходе из него, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{cp} = \frac{t'_{unn} + t''_{unn}}{2} = \frac{367,75 + 422,273}{2} = 395,012 \text{ } ^{\circ}\text{C}.$$

По полученной температуре и давлению пара на $H-S$ находится средний удельный объем пара:

$$v_n = 0,014493 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Площадь живого сечения для прохода пара определяется по формуле, м^2 :

$$f_n = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot z_1 \cdot n_u, \quad (2.88)$$

где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр труб ширмового пароперегревателя, м;

z_1 – см. формулу (2.59);

n_u – см. формулу (2.60).

Внутренний диаметр труб ширмового пароперегревателя определяется по формуле, м:

$$d_{\text{вн}} = d_n - 2 \cdot \delta_{\text{ст}}, \quad (2.89)$$

где $\delta_{\text{ст}}$ – толщина стенки труб ширмового пароперегревателя, м (см. таблицу б).

$$d_{\text{вн}} = 0,036 - 2 \cdot 0,005 = 0,026 \text{ м}.$$

$$f_n = \frac{\pi \cdot 0,026^2}{4} \cdot 21 \cdot 15 = 0,167 \text{ м}^2.$$

Скорость пара в ширмах определяется по формуле (2.86), м/с:

$$\omega_n = \frac{90,083 \cdot 0,014493}{0,167} = 7,806 \text{ м/с};$$

определяется коэффициент теплоотдачи от газов, отнесенный к расчетной поверхности ширм, Вт/(м·К):

$$\alpha_1 = \xi \cdot \left(\alpha_k \cdot \frac{\pi \cdot d_n}{2 \cdot S_2 \cdot x_{uu}} + \alpha_l \right), \quad (2.90)$$

где $\xi = 0,85$ – коэффициент использования [1, с. 69];

S_2 – продольный шаг ширм, м (см формулу (2.68));

$x_{uu} = 0,99$ – угловой коэффициент ширм [1, с. 48].

α_l – коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания, Вт/(м·К).

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания определяется по формуле, Вт/(м·К):

$$\alpha_l = \alpha_n \cdot a_{uinn}, \quad (2.91)$$

где α_n – определяется по номограмме [1, с. 68] в зависимости от температуры наружных загрязнений труб t_3 , °С;

a_{uinn} – степень черноты газов в ширмах (см. формулу (2.73)).

Температура наружных загрязнений труб определяется по формуле, °С :

$$t_3 = t_{cp} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{B_p \cdot (Q_{uinn}^b + Q_{uinn}^t)}{F_{uinn}} \cdot 10^3, \quad (2.92)$$

где $\varepsilon = 0,0065$ – коэффициент загрязнения ширмовой поверхности, (м²·К)/Вт;

F_{uinn} – площадь поверхности нагрева ширм, м².

Площадь поверхности нагрева ширм определяется по формуле, м²:

$$F_{uinn} = 2 \cdot A \cdot B \cdot z_1 = 2 \cdot 8,1 \cdot 1,25 \cdot 21 = 425,25 \text{ м}^2. \quad (2.93)$$

$$t_s = 395,012 + (0,0065 + \frac{1}{3141,5}) \cdot \frac{12,997 \cdot (1036,163 + 889,931)}{425,25} \cdot 10^3 =$$

$$= 796,403 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания определяется по формуле (2.91):

$$\alpha_n = 345 \cdot 0,237 = 81,598 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплоотдачи от газов, отнесенный к расчетной поверхности ширм определяется по формуле (2.90):

$$\alpha_1 = 0,85 \cdot (46,53 \cdot \frac{\pi \cdot 0,036}{2 \cdot 0,04 \cdot 0,99} + 81,598) = 126,407 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

определяется коэффициент теплопередачи, который учитывает как лучистый, так и конвективный теплообмен газового потока с поверхностью труб:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + (1 + \frac{Q_{umn}^n}{Q_{umn}^o}) \cdot (\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}) \cdot \alpha_1}, \quad (2.94)$$

$$k = \frac{126,407}{1 + (1 + \frac{889,931}{1036,163}) \cdot (0,007 + \frac{1}{3141,5}) \cdot 126,407} = 48,578;$$

определяется количество теплоты, переданное через поверхность нагрева за счет процесса теплопередачи, кДж/кг:

$$Q_{umn}^m = \frac{k \cdot F_{umn} \cdot \Delta t}{10^3 \cdot B_p}, \quad (2.95)$$

где Δt – температурный напор для ширм, $^\circ\text{C}$.

Температурный напор для ширм определяется следующим образом, $^\circ\text{C}$:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}}}, \quad (2.96)$$

где Δt_{δ} и $\Delta t_{\mathcal{M}}$ – большая и меньшая разность температур газов и пара в ширмовом пароперегревателе, °C .

Большая разность температур газов и пара в ширмовом пароперегревателе есть разница между температурой газов на входе в ширмовый пароперегреватель и температурой пара на выходе из него, °C :

$$\Delta t_{\delta} = g'_{\text{unn}} - t''_{\text{unn}} = 1075,858 - 422,273 = 653,585 \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (2.97)$$

Меньшая разность температур газов и пара в ширмовом пароперегревателе есть разница между температурой газов на выходе из ширмового пароперегревателя и температурой пара на входе в него, °C :

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = g''_{\text{unn}} - t'_{\text{unn}} = 992,58 - 367,75 = 624,83 \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (2.98)$$

$$\Delta t = \frac{653,585 - 624,83}{2,3 \cdot \lg \frac{653,585}{624,83}} = 639,818 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$Q_{\text{unn}}^m = \frac{48,578 \cdot 639,818 \cdot 425,25}{10^3 \cdot 12,997} = 1016,915 \text{ кДж/кг}.$$

Полученное тепловосприятие Q_{unn}^m сравнивается с тепловосприятием Q_{unn}^{δ} путем определения расчетной погрешности:

$$\delta Q = \left| \frac{Q_{\text{unn}}^{\delta} - Q_{\text{unn}}^m}{Q_{\text{unn}}^{\delta}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{1036,163 - 1016,915}{1036,163} \right| \cdot 100\% = 1,858\%.$$

Полученная погрешность не превышает допустимых $\delta Q \leq 2\%$, условие выполняется.

Итого, температура газов на выходе из ширмового пароперегревателя составляет $g''_{\text{unn}} = 992,58 \text{ }^{\circ}\text{C}$, температура пара на выходе из ширмового пароперегревателя составляет $t''_{\text{unn}} = 422,273 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

2.2.11 Расчет конвективного пароперегревателя

Целью расчета конвективного пароперегревателя является определение конструктивных характеристик поверхности нагрева, удовлетворяющих условию перегрева пара до температуры, указанной в задании к проекту (см. таблицу 1).

Проектирование конвективного пароперегревателя начинают с эскизной проработки поверхности с выбором конструктивных характеристик. На рисунке 6 изображен эскиз конвективного пароперегревателя. В таблице 7 приведены геометрические характеристики пароперегревателя, необходимые для расчета, а также характеристики труб пароперегревателя.

Тепловой расчет конвективного пароперегревателя выполняется конструктивным методом.

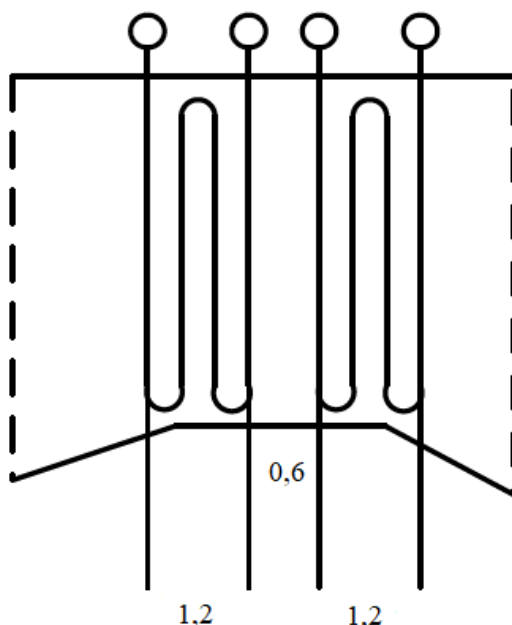


Рисунок 8– Эскиз конвективного пароперегревателя

Таблица 7 – Конструктивные характеристики конвективного пароперегревателя

Геометрические характеристики пароперегревателя, м	
средняя высота пакета $h_{кпн}$	5,25
Геометрические характеристики труб пароперегревателя, м	
наружный диаметр трубы d_n	0,032
толщина стенки $\delta_{ст}$	0,004
поперечный шаг труб s_1	0,122
продольный шаг труб s_2	0,048
внутренний диаметр трубы $d_{вн}$	0,024
средний диаметр трубы $d_{ср}$	0,028

По выбранному поперечному шагу труб и ширине топки рассчитывается количество труб КПП в одном ряду:

$$z_1 = \frac{b_m - s_1}{s_1} = \frac{12,1 - 0,122}{0,122} = 98,18 \text{ шт.} \quad (2.99)$$

Полученное число округляется до целого в большую сторону. Так, $z_1 = 99$ шт.

Затем уточняется значение энтальпии пара на выходе из ширмового пароперегревателя, кДж/кг:

$$h''_{uu} = h'_{uu} + (Q_{umn}^m + Q_{umn}^n) \cdot \frac{B_p}{D_m}, \quad (2.100)$$

где h'_{uu} – энтальпия пара на входе в ширмовый пароперегреватель, кДж/кг (см. формулу (2.80));

Q_{umn}^m – см. формулу (2.95);

Q_{umn}^n – см. формулу (2.62);

B_p – расчетный расход топлива, кг/с (см. формулу (2.28));

D_m – см. формулу (2.86).

$$h''_{uu} = 2770,918 + (1016,915 + 889,931) \cdot \frac{12,997}{90,083} = 3046,044 \text{ кДж/кг.}$$

По найденной энтальпии и давлению пара за ширмовым пароперегревателем определяется температура пара на выходе из ШПП, °С :

$$t''_{uu} = f(P''_{uu}, h''_{uu}) = 421,539 \text{ °С.} \quad (2.101)$$

Пар после ширмового пароперегревателя направляется во впрыскивающий пароохладитель (см. рисунок 3), в котором происходит уменьшение температуры пара перед подачей его в конвективный пароперегреватель. Для оценки величины снижения энтальпии пара в пароохладителе необходимо определить энтальпию впрыска по следующей зависимости:

$$h_{\text{впр}} = h'(t_s(P_0)) = 1669,684 \text{ кДж/кг.} \quad (2.102)$$

Далее определяется уменьшение энтальпии пара во впрыскиваемом пароохладителе, кДж/кг:

$$\Delta h_{\text{впр}} = \frac{G_{\text{впр}}}{D_{\text{не}}} \cdot (h''_{\text{и}} - h_{\text{впр}}), \quad (2.103)$$

где $G_{\text{впр}}$ – расход на впрыск пара в впрыскивающий пароохладитель, кг/с (см. формулу (2.62));

$D_{\text{не}}$ – то же, что и в формуле (2.62).

$$\Delta h_{\text{впр}} = \frac{5,75}{95,833} \cdot (3046,044 - 1669,684) = 82,582 \text{ кДж/кг.}$$

Определяется энтальпия пара на входе в КПП по формуле:

$$h'_{\text{кп}} = h''_{\text{и}} - \Delta h_{\text{впр}} = 3046,044 - 82,582 = 2963,462 \text{ кДж/кг.} \quad (2.104)$$

По найденной энтальпии и давлению пара на выходе из ШПП находится температура пара на входе в КПП:

$$t'_{\text{кп}} = f(P''_{\text{и}}, h'_{\text{кп}}) = 401,058 \text{ }^\circ\text{C.} \quad (2.105)$$

Принимается, что вся энергия излучения топочного объема, прошедшая через ШПП, поглощается в КПП [1]. Тогда,

$$Q_{\text{кп}}^{\text{л}} = Q_{\text{вых}}^{\text{л}} = 331,94 \text{ кДж/кг.} \quad (2.106)$$

Количество тепла, воспринятого в КПП, определяется по формуле, кДж/кг:

$$Q_{\text{кп}}^{\text{б}} = \frac{D_{\text{не}}}{B_{\text{р}}} \cdot (h_{\text{не}} - h'_{\text{кп}}) - Q_{\text{кп}}^{\text{л}}, \quad (2.107)$$

где $h_{\text{не}}$ – энтальпия перегретого пара, кДж/кг (см. формулу (2.23)).

$$Q_{\text{кп}}^{\text{б}} = \frac{95,833}{12,997} \cdot (3477,459 - 2963,462) - 331,94 = 3457,878 \text{ кДж/кг.}$$

Принимается, что энтальпия газов на входе в КПП равна энтальпии газов на выходе из ШПП [1]. Тогда,

$$H'_{\text{кп}} = H''_{\text{шт}} = 11042,757 \text{ кДж/кг.} \quad (2.108)$$

Энтальпия газов на выходе из конвективного пароперегревателя рассчитывается по формуле, кДж/кг:

$$H''_{кнт} = H'_{кнт} - \frac{Q_{кнт}^{\delta}}{\varphi} + \Delta\alpha_{mn} \cdot H_{хв}^0, \quad (2.109)$$

где φ – коэффициент сохранения тепла (см. формулу (2.18));

$\Delta\alpha_{mn}$ – величина присосов воздуха в пароперегревателе (см. раздел 2.4);

$H_{хв}^0$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг (см. раздел 2.7).

$$H''_{кнт} = 11042,757 - \frac{3457,878}{0,995} + 0,03 \cdot 185,025 = 7572,591 \text{ кДж/кг.}$$

Температура газов на выходе из конвективного пароперегревателя определяется из таблицы 4 по температуре и энтальпии газов в соответствующей колонке методом обратной интерполяции. Так,

$$g''_{кнт} = 690,019 \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (2.110)$$

Температура газов на входе в КПП принимается равной температуре газов на выходе из ШПП [1]:

$$g'_{кп} = g''_{ш} = 992,58 \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (2.110)$$

Температурный напор в КПП находится аналогично формуле (2.96) при условии замены разностей температур газов и пара в ширмовом пароперегревателе на разность температур в конвективном пароперегревателе.

Большая разность температур газов и пара в конвективном пароперегревателе есть разница между температурой газов на входе в конвективный пароперегреватель и температурой перегретого пара, $^{\circ}\text{C}$:

$$\Delta t_{\delta} = g'_{кп} - t_{не} = 992,58 - 560 = 432,58 \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (2.111)$$

Меньшая разность температур газов и пара в конвективном пароперегревателе есть разница между температурой газов на выходе из конвективного пароперегревателя и температурой пара на входе в него, $^{\circ}\text{C}$:

$$\Delta t_{м} = g''_{кнт} - t'_{кп} = 690,019 - 401,058 = 288,961 \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (2.112)$$

$$\Delta t = \frac{432,58 - 288,961}{2,3 \cdot \lg \frac{432,58}{288,961}} = 356,355 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Значение скорости газов в конвективной поверхности находят из выражения, м/с:

$$\omega_2 = \frac{B_p \cdot V_2 \cdot (g_{cp} + 273)}{273 \cdot f_{кнт}^2}, \quad (2.113)$$

где V_2 – объем газов в газоходе, м³ (см. таблицу 3);

g_{cp} – средняя температура газов в конвективном пароперегревателе, °С;
;

$f_{кнт}^2$ – площадь живого сечения для прохода газов, м².

Площадь живого сечения для прохода газов рассчитывается по формуле, м²:

$$f_{кнт}^2 = h_{кнт} \cdot (b_m - z_1 \cdot d_n), \quad (2.114)$$

где $h_{кнт}$ – средняя высота пакета конвективного пароперегревателя, м (см. таблицу 7);

b_m – ширина топки, м (см. таблицу 5).

z_1 – см. формулу (2.99);

d_n – см. таблицу 7.

$$f_{кнт}^2 = 5,25 \cdot (12,1 - 99 \cdot 0,032) = 59,997 \text{ м}^2.$$

Средняя температура газов в конвективном пароперегревателе есть полусумма температур газов на входе и выходе из конвективного пароперегревателя, °С :

$$g_{cp} = \frac{992,58 + 690,019}{2} = 841,3 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.115)$$

$$\omega_2 = \frac{12,997 \cdot 7,305 \cdot (841,3 + 273)}{59,997 \cdot 273} = 6,459 \text{ м/с}.$$

Скорость пара в КПП рассчитывается по формуле, м/с:

$$\omega_n = \frac{D_{ne} \cdot v_n}{f_n}, \quad (2.116)$$

где D_{ne} – то же, что и в формуле (2.22);

v_n – средний объем пара в конвективном пароперегревателе, м³;

f_n – площадь живого сечения для прохода пара, м².

Средний объем пара в конвективном пароперегревателе находится по давлению перегретого пара и средней температуре пара в КПП, м³:

$$v_n = f(P_{ne}, t_{cp}^n) \quad (2.117)$$

Средняя температура пара в КПП есть полусумма температур пара на входе в пароперегреватель и выходе из него, °С :

$$t_{cp} = \frac{t'_{kn} + t_{ne}}{2} = \frac{401,058 + 560}{2} = 480,529 \text{ °С}. \quad (2.118)$$

По полученной температуре и давлению перегретого пара на $H-S$ находится средний удельный объем пара:

$$v_n = 0,019949 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Площадь живого сечения для прохода пара определяется по формуле, м²:

$$f_n = \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4} \cdot z_1, \quad (2.119)$$

где $d_{вн}$ – внутренний диаметр труб конвективного пароперегревателя, м (см. таблицу 7);

z_1 – см. формулу (2.106).

$$f_n = \frac{\pi \cdot 0,024}{4} \cdot 99 = 0,045 \text{ м}^2.$$

Скорость пара в КПП рассчитывается по формуле (2.116):

$$\omega_n = \frac{95,833 \cdot 0,019949}{0,045} = 42,686 \text{ м/с}.$$

По найденной величине скорости газов, используя номограммы [1, с. 62-63], находят коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k по формуле:

$$\alpha_k = \alpha_n \cdot C_\phi = 61 \cdot 0,95 = 57,95 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}. \quad (2.120)$$

Коэффициент теплоотдачи α_2 определяется по формуле, Вт/(м · К):

$$\alpha_2 = \alpha_n \cdot C_d, \quad (2.121)$$

где $\alpha_n = 4500$ – находится по номограмме [1, с. 67];

$C_d = 1,05$ – находится по номограмме [1, с. 67];

$$\alpha_2 = 4500 \cdot 1,05 = 4725 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Дальнейший расчет ведется по величине площади поверхности нагрева, найденной методом последовательных приближений:

$$F_{кнт} = 2152,455 \text{ м}^2. \quad (2.122)$$

Для определения коэффициента теплоотдачи излучением α_l необходимо оценить температуру наружных загрязнений труб по формуле, °С:

$$t_3 = t_{cp} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{B_p \cdot (Q_{кнт}^{\bar{}} + Q_{кнт}^{\prime})}{F_{кнт}} \cdot 10^3, \quad (2.123)$$

где $\varepsilon = 0,0035$ – коэффициент загрязнения ширмовой поверхности, (м² · К)/Вт [1, с. 74];

$Q_{кнт}^{\bar{}}$ – см. формулу (2.107);

$Q_{кнт}^{\prime}$ – см. формулу (2.106).

$$t_3 = 480,529 + \left(0,0035 + \frac{1}{4725} \right) \cdot \frac{12,997 \cdot (3457,878 + 331,94)}{2152,455} \cdot 10^3 = 565,468 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Эффективная толщина излучающего слоя в конвективном пароперегревателе определяется по формуле, м:

$$s_{кн} = 0,9 \cdot d_n \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d_n^2} - 1 \right), \quad (2.124)$$

где s_1 и s_2 – см. таблицу 7.

$$s_{кп} = 0,9 \cdot 0,032 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,122 \cdot 0,048}{0,032^2} - 1 \right) = 0,181 \text{ м.}$$

Далее определяется суммарная оптическая толщина запыленного газового потока по формуле, м:

$$k \cdot p \cdot s_{кп} = (k_2 \cdot r_n + k_{зл} \cdot \mu_{зл}) \cdot p \cdot s_{кп}, \quad (2.125)$$

где k_2 – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания;

r_n – суммарная объемная доля в КПП (см таблицу 3);

$k_{зл}$ – коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы;

$\mu_{зл}$ – концентрация золовых частиц в КПП, кг/кг (см. таблицу 5);

p – давление в топочной камере, МПа (см. раздел 2.8).

Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания определяется по формуле (2.35) при условии замены T_m'' на значение температуры газов на выходе из конвективного пароперегревателя, а вместо s_m значение $s_{кп}$:

$$k_2 = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_n \cdot s_{кп}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{кп}''}{1000} \right) \quad (2.126)$$

Температура газов на выходе из конвективного пароперегревателя определяется по формуле, К:

$$T_{кп}'' = g_{кп}'' + 273 = 690,019 + 273 = 963,019 \text{ К.} \quad (2.127)$$

$$k_2 = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,083}{\sqrt{0,228 \cdot 0,181}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{963,019}{1000} \right) = 28,3.$$

Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы рассчитывается по формуле (2.37) с учетом замены температуры газов на выходе из топки на температуру газов на выходе из конвективного пароперегревателя:

$$k_{zn} = \frac{43 \cdot \rho_z}{(T_{kn}'' \cdot d_{zn})^{0,67}} = \frac{43 \cdot 1300}{(963,019 \cdot 16)^{0,67}} = 87,421. \quad (2.128)$$

Суммарная оптическая толщина запыленного газового потока рассчитывается по формуле (2.133):

$$k \cdot p \cdot s_{uz} = (28,3 \cdot 0,228 + 87,421 \cdot 0,018) \cdot 0,1 \cdot 0,181 = 0,146.$$

Степень черноты газов в конвективном пароперегревателе рассчитывается по формуле:

$$a_{kn} = 1 - \exp^{-k \cdot p \cdot s_{kn}} = 1 - \exp^{-0,146} = 0,136. \quad (2.129)$$

Коэффициент теплопередачи КПП с коридорным расположением труб в пучке рассчитывается по формуле:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 - \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}, \quad (2.130)$$

где $\psi = 0,65$ – коэффициент тепловой эффективности КПП [1, с. 76];

α_1 – общий коэффициент теплоотдачи от газов к стенке труб КПП, Вт/(м² · К);

α_2 – см. формулу (2.129).

Общий коэффициент теплоотдачи от газов к стенке труб КПП определяется по формуле, Вт/(м² · К):

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_l, \quad (2.131)$$

где α_k – см. формулу (2.128);

α_l – коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м² · К).

Коэффициент теплоотдачи излучением определяется по формуле, Вт/(м² · К):

$$\alpha_l = \alpha_n \cdot a_{kn}, \quad (2.132)$$

где $\alpha_n = 195$ – принимается по номограмме [1, с. 68].

$$\alpha_n = 195 \cdot 0,136 = 26,439 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

$$\alpha_1 = 57,95 + 26,439 = 84,389 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

$$k = \frac{0,65 \cdot 84,389}{1 - \frac{84,389}{4725}} = 55,85 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Необходимая площадь поверхности нагрева рассчитывается по формуле, м²:

$$F_{кнт} = \frac{Q_{кнт}^{\bar{}} \cdot B_p}{k \cdot \Delta t} \cdot 10^3, \quad (2.133)$$

где $Q_{кнт}^{\bar{}}$ – см. формулу (2.114);

B_p – расчетный расход топлива, кг/с (см. формулу (2.28)).

$$F_{кнт} = \frac{3457,878 \cdot 12,997}{55,85 \cdot 356,355} \cdot 10^3 = 2258,182 \text{ м}^2.$$

Длина одного змеевика пакета КПП определяется по формуле, м:

$$l_{кнт} = \frac{F_{кнт}}{\pi \cdot d_{cp} \cdot z_1}, \quad (2.134)$$

где d_{cp} – средний диаметр труб КПП, м (см. таблицу 7);

z_1 – см. формулу (2.106).

$$l_{кнт} = \frac{2258,182}{\pi \cdot 0,028 \cdot 99} = 259,308 \text{ м}.$$

Действительное число рядов труб по ходу газов через КПП рассчитывается по формуле, шт:

$$z_2 = \frac{l_{кнт}}{h_{кнт}}, \quad (2.135)$$

где $h_{кнт}$ – средняя высота пакета КПП, м (см. таблицу 7).

$$z_2 = \frac{259,308}{5,25} = 49,392 \text{ шт}.$$

Значение числа труб округляется до целого. Так, $z_2 = 50$ шт.
 Ширина пакета КПП рассчитывается по формуле, м:

$$b_{кпп} = z_2 \cdot s_2 = 50 \cdot 0,048 = 2,4 \text{ м.} \quad (2.136)$$

Полученное значение площади поверхности нагрева $F_{кпп}$ сравнивается с заданным в начале расчета путем определения расчетной погрешности:

$$\delta F = \left| \frac{F_{кпп}^з - F_{кпп}^р}{F_{кпп}^р} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{2152,455 - 2258,182}{2258,182} \right| \cdot 100\% = 4,682\%.$$

Полученная погрешность не превышает допустимых $\delta F \leq 8\%$, условие выполняется.

В результате расчета конвективного пароперегревателя были определены конструктивные характеристики поверхности нагрева, а также были найдены параметры пара и дымовых газов на входе и выходе из пароперегревателя. Так, температура пара на входе в КПП составляет $t'_{кп} = 401,058 \text{ }^\circ\text{C}$, температура газов на входе в КПП $\vartheta'_{кп} = 992,58 \text{ }^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из КПП $\vartheta''_{кп} = 690,019 \text{ }^\circ\text{C}$, площадь поверхности нагрева КПП $F_{кпп} = 2258,182 \text{ м}^2$. Исходя из величины ширины пакета КПП принимается двухпакетная компоновка пароперегревателя.

2.2.12 Расчет трубчатого воздухоподогревателя

Целью расчета трубчатого воздухоподогревателя является нахождение температуры газов на входе в воздухоподогреватель и его расчетную поверхность нагрева, обеспечивающую подогрев воздуха до заданной температуры.

В таблице 8 приведены геометрические параметры труб воздухоподогревателя.

Расчет выполняется конструктивным методом.

Таблица 8 – Геометрические параметры труб воздухоподогревателя

Наименование величины	Значение, м
наружный диаметр трубы d_n	0,04
толщина стенки $\delta_{ст}$	0,0015
поперечный шаг труб s_1	0,54
продольный шаг труб s_2	0,0404
внутренний диаметр трубы $d_{вн}$	0,037

средний диаметр трубы d_{cp}	0,039
--------------------------------	-------

Тепловосприятие одноступенчатого трубчатого воздухоподогревателя определяется по воздушной стороне, кДж/кг:

$$Q_{en} = (\beta_{zв} + \frac{\Delta\alpha_{en}}{2}) \cdot (H_{zв}^0 - H_{хв}^0), \quad (2.137)$$

где $\beta_{zв}$ – отношение количества горячего воздуха к теоретически необходимому (см. формулу (2.32));

$\Delta\alpha_{en}$ – присосы воздуха в воздухоподогревателе (см. раздел 2.4);

$H_{zв}^0$ – энтальпия теоретического объема горячего воздуха на выходе из воздухоподогревателя, кДж/кг (см. формулу (2.31));

$H_{хв}^0$ – энтальпия теоретического объема холодного воздуха на входе в воздухоподогреватель, кДж/кг (см. формулу (2.14)).

$$Q_{en} = (1,1 + \frac{0,03}{2}) \cdot (1864,267 - 185,025) = 1889,147 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия газов на входе в воздухоподогреватель рассчитывается по формуле, кДж/кг:

$$H'_{en} = H''_{en} + \frac{Q_{en}}{\varphi} - \Delta\alpha_{en} \cdot H_{прс}^0, \quad (2.138)$$

где H''_{en} – энтальпия газов на выходе из воздухоподогревателя, кДж/кг;

φ – коэффициент сохранения тепла (см. формулу (2.18));

$H_{прс}^0$ – количество тепла, вносимого присасываемым воздухом, кДж/кг.

Энтальпия газов на выходе из воздухоподогревателя принимается равной энтальпии уходящих газов [1]:

$$H''_{en} = H_{yx} = 1730,831 \text{ кДж/кг.}$$

Количество тепла, вносимого присасываемым воздухом, определяется из таблицы 4 по температуре присасываемого воздуха в поверхности нагрева и $H_{в}^0$ путем линейной интерполяции.

Температура присасываемого воздуха есть полусумма температур холодного и горячего воздуха:

$$t_{\text{прс}} = \frac{t_{\text{хв}} + t_{\text{зв}}}{2} = \frac{25 + 250}{2} = 137,5 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.139)$$

Отсюда,

$$H_{\text{прс}}^0 = 1019,949 \text{ кДж/кг}. \quad (2.140)$$

$$H'_{\text{ен}} = 1730,831 + \frac{1889,147}{0,995} - 0,03 \cdot 1019,949 = 3599,125 \text{ кДж/кг}.$$

По значению энтальпии газов на входе в воздухоподогреватель по таблице 4 по колонке ВЭК определяется температура газов на входе в воздухоподогреватель методом линейной интерполяции. Так,

$$g'_{\text{ен}} = 340,868 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.141)$$

Температурный напор в воздухоподогревателе находится аналогично формуле (2.103) при условии замены разностей температур газов и пара в ширмовом пароперегревателе на разность температур в воздухоподогревателе.

Меньшая разность температур газов и воздуха в воздухоподогревателе есть разница между температурой газов на входе в воздухоподогреватель и температурой горячего воздуха, $^\circ\text{C}$:

$$\Delta t_{\text{м}} = g'_{\text{ен}} - t_{\text{зв}} = 340,868 - 250 = 90,868 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.142)$$

Большая разность температур газов и воздуха в воздухоподогревателе есть разница между температурой уходящих газов и температурой холодного воздуха, $^\circ\text{C}$:

$$\Delta t_{\text{б}} = g_{\text{yx}} - t_{\text{хв}} = 165 - 25 = 140 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.143)$$

$$\Delta t = \frac{140 - 90,868}{2,3 \cdot \lg \frac{140}{90,868}} = 113,798 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для дальнейших расчетов необходимо задаться величинами скоростей газов и воздуха в воздухоподогревателе. Эти величины находятся методом последовательных приближений. Таким образом, скорость газов равна

$$\omega_2 = 12 \text{ м/с}, \quad (2.144)$$

скорость воздуха принимается равной

$$\omega_g = 7,042 \text{ м/с.} \quad (2.144)$$

Средняя температура газов в воздухоподогревателе есть полусумма температур газов на входе в воздухоподогреватель и на выходе из него, °С :

$$g_{cp} = \frac{g'_{en} + g''_{en}}{2} = \frac{340,868 + 165}{2} = 252,934 \text{ °С.} \quad (2.145)$$

Внутреннее сечение трубы для прохода газов через ВЗП определяется по формуле, м²:

$$f_z = 0,785 \cdot d_{en}^2, \quad (2.146)$$

где d_{en} – см. таблицу 8.

$$f_z = 0,785 \cdot 0,037^2 = 0,001075 \text{ м}^2.$$

Требуемое число труб в воздухоподогревателе рассчитывается по формуле, шт:

$$z_{mp} = \frac{B_p \cdot V_z \cdot (g_{cp} + 273)}{273 \cdot \omega_z \cdot f_z}, \quad (2.147)$$

где B_p – расчетный расход топлива, кг/с (см. формулу (2.28));

V_z – объем газов в газоходе (см. таблицу 3).

$$z_{mp} = \frac{12,997 \cdot 7,59 \cdot (252,934 + 273)}{273 \cdot 12 \cdot 0,001075} = 14737,201 \text{ шт.}$$

Полученное значение округляется до целого. Так, $z_{mp} = 14738$ шт.

Число труб в одном ряду по ширине воздухоподогревателя рассчитывается по формуле, шт:

$$z_1 = \frac{b_m - s_1}{s_1}, \quad (2.149)$$

где b_m – ширина топки, м (см. таблицу 5);

s_1 – см. таблицу 8.

$$z_1 = \frac{12,1 - 0,054}{0,054} = 223,074 \text{ шт.}$$

Полученное значение округляется до целого четного. Так, $z_1 = 224$ шт.

Число труб по глубине конвективной шахты определяется по формуле:

$$z_2 = \frac{z_{mp}}{z_1} = \frac{14738}{224} = 65,795 \text{ шт.} \quad (2.148)$$

Полученное значение округляется до целого. Так, $z_2 = 66$ шт.

Коэффициент теплопередачи в воздухоподогревателе оценивается из зависимости:

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad (2.149)$$

где $\xi = 0,9$ – коэффициент использования, учитывающий уменьшение тепловосприятости поверхности нагрева вследствие неравномерности ее омывания газами [1, с. 86];

α_1 – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, Вт/(м² · К);

α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, Вт/(м² · К).

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке определяется по формуле, Вт/(м² · К):

$$\alpha_1 = \alpha_n \cdot C_\phi, \quad (2.150)$$

где $\alpha_n = 36,4$ – принимается по номограмме, Вт/(м² · К) [1, с. 82];

$C_\phi = 1,09$ – принимается по номограмме [1, с. 83].

$$\alpha_1 = 36,4 \cdot 1,09 = 39,676 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху определяется по формуле, Вт/(м² · К):

$$\alpha_2 = \alpha_n \cdot C_\phi \cdot C_\sigma, \quad (2.151)$$

где $\alpha_n = 72$ – принимается по номограмме, Вт/(м² · К) [1, с. 84];
 $C_\phi = 0,92$ – принимается по номограмме [1, с. 85];
 $C_\sigma = 1,01$ – принимается по номограмме [1, с. 85].

$$\alpha_2 = 72 \cdot 0,92 \cdot 1,01 = 66,902 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

$$k = 0,9 \cdot \frac{39,676 \cdot 66,902}{39,676 + 66,902} = 22,415.$$

Площадь поверхности нагрева рассчитывается по формуле, м²:

$$F_{en} = \frac{Q_{en} \cdot B_p}{k \cdot \Delta t} \cdot 10^3 = \frac{1889,147 \cdot 12,997}{22,415 \cdot 113,798} \cdot 10^3 = 9626,033 \text{ м}^2. \quad (2.152)$$

Необходимая полная высота воздухоподогревателя рассчитывается по формуле, м:

$$h_{en} = \frac{F_{en}}{\pi \cdot d_{cp} \cdot z_{mp}}, \quad (2.153)$$

где d_{cp} – см. таблицу 8;
 z_{mp} – см. формулу (2.148).

$$h_{en} = \frac{9626,033}{\pi \cdot 0,039 \cdot 14738} = 5,4 \text{ м}.$$

Высота одного хода воздухоподогревателя рассчитывается по формуле, м:

$$h_x = \frac{B_p \cdot \beta_{en} \cdot V_\epsilon^0 \cdot (t_\epsilon^{cp} + 273)}{273 \cdot (b_m - z_1 \cdot d_n) \cdot \omega_\epsilon \cdot n_{nom}}, \quad (2.154)$$

где $\beta_{en} = \beta_{2\epsilon} = 1,1$ [1];
 V_ϵ^0 – теоретический расход воздуха на горение, кг/с (см. формулу (2.3));
 t_ϵ^{cp} – средняя температура воздуха в воздухоподогревателе, °С;
 ω_ϵ – см. формулу (2.153);
 z_1 – см. формулу (2.149);
 d_n – см. таблицу 8;
 $n_{nom} = 2$ – число потоков воздуха [1].

Средняя температура воздуха в воздухоподогревателе рассчитывается по формуле:

$$t_6^{cp} = \frac{t_{x6} + t_{6n}''}{2} = \frac{25 + 250}{2} = 137,5 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.155)$$

$$h_x = \frac{12,997 \cdot 1,11 \cdot 5,608 \cdot (137,5 + 273)}{273 \cdot (12,1 - 224 \cdot 0,04) \cdot 7,042 \cdot 2} = 2,751 \text{ м.}$$

Число ходов воздухоподогревателя рассчитывается по формуле:

$$z_{ход} = \frac{h_{6n}}{h_x} = \frac{5,4}{2,751} = 1,963 \text{ шт.} \quad (2.156)$$

Полученное значение округляется до целого. Так, $z_{ход} = 2$ шт.

Реальная высота хода уточняется по формуле:

$$h_x = \frac{h_{6zn}}{z_{ход}} = \frac{5,4}{2} = 2,7 \text{ м.} \quad (2.157)$$

Далее из формулы (2.164) выражается требуемая скорость воздуха, м/с:

$$\omega_6 = \frac{B_p \cdot \beta_{6n} \cdot V_6^0 \cdot (t_{cp} + 273)}{273 \cdot (b_m - z_1 \cdot d_n) \cdot n_{ном} \cdot h_x}, \quad (2.158)$$

$$\omega_6 = \frac{12,997 \cdot 1,11 \cdot 5,608 \cdot (137,5 + 273)}{273 \cdot (12,1 - 224 \cdot 0,04) \cdot 2 \cdot 2,7} = 7,175 \text{ м/с.}$$

Полученное значение скорости воздуха ω_6 сравнивается с заданным в начале расчета путем определения расчетной погрешности:

$$\delta\omega = \left| \frac{\omega_6^3 - \omega_6^p}{\omega_6^p} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{7,042 - 7,175}{7,175} \right| \cdot 100\% = 1,854\%.$$

Полученная погрешность не превышает допустимых $\delta\omega \leq 10\%$, условие выполняется.

Таким образом, в результате расчета воздухоподогревателя была определена температура газов на входе в воздухоподогреватель $\mathcal{G}'_{6n} = 340,868 \text{ } ^\circ\text{C}$, а также площадь поверхности нагрева $F_{6n} = 9626,033 \text{ м}^2$,

обеспечивающая подогрев воздуха до температуры горячего воздуха $t_{гс} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$.

По завершении расчета строится эскиз воздухоподогревателя. Он представлен на рисунке 9.

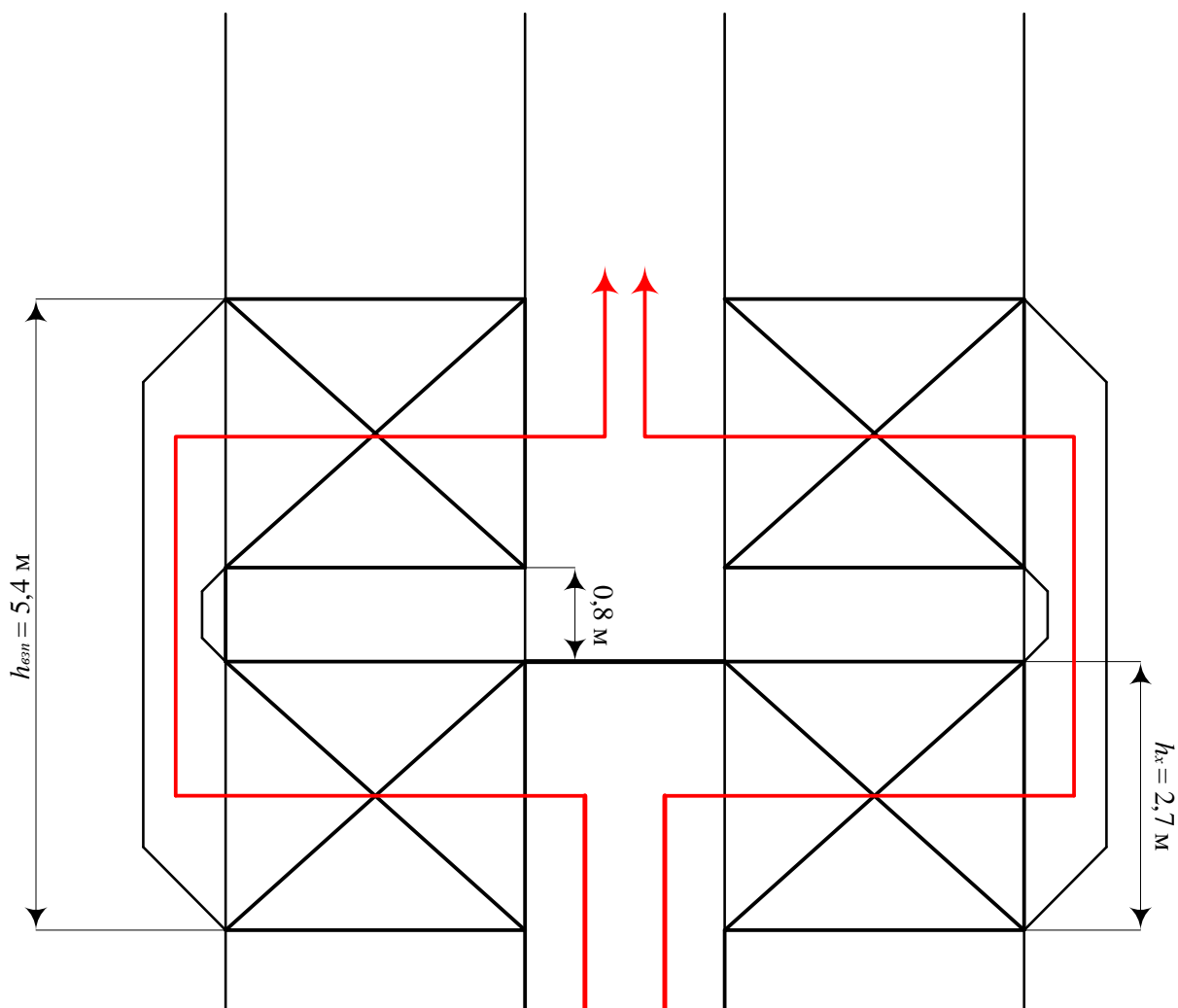


Рисунок 9 – Эскиз воздухоподогревателя

2.2.13 Расчет водяного экономайзера

Задачей расчета водяного экономайзера является определение размеров расчетной поверхности нагрева, обеспечивающей подогрев питательной воды до заданной температуры.

В таблице 9 приведены геометрические параметры труб, из которых изготавливаются пакеты экономайзера.

Расчет выполняется конструкторским методом.

Таблица 9 – Геометрические параметры труб водяного экономайзера

Наименование величины	Значение, м
наружный диаметр трубы d_n	0,028

толщина стенки $\delta_{ст}$	0,005
поперечный шаг труб s_1	0,064
продольный шаг труб s_2	0,035
внутренний диаметр трубы $d_{вн}$	0,018

Число труб в одном ряду пакета экономайзера рассчитывается по формуле, шт:

$$z_1 = \frac{a_{ки}}{s_1} - 1, \quad (2.159)$$

где $a_{ки} = 5,75$ – ширина конвективной шахты, м (принимается из чертежа прототипа котла);
 s_1 – см. таблицу 9.

$$z_1 = \frac{5,75}{0,064} - 1 = 88,286 \text{ шт.}$$

Полученное значение округляется до четного целого. Так, $z_1 = 89$ шт.

Тепловосприятие экономайзера определяется по газовой стороне с помощью формулы, кДж/кг:

$$Q_{гэ}^{\sigma} = \varphi \cdot (H'_{гэ} - H''_{гэ} + \Delta\alpha_{гэ} \cdot H_{хв}^0), \quad (2.160)$$

где φ – коэффициент сохранения тепла (см. формулу (2.18));
 $H'_{гэ}$ – энтальпия газов на входе в экономайзер, кДж/кг;
 $H''_{гэ}$ – энтальпия газов на выходе из экономайзера, кДж/кг;
 $\Delta\alpha_{гэ}$ – величина присосов воздуха в экономайзере (см. раздел 2.4);
 $H_{хв}^0$ – количество тепла, вносимое в экономайзер присасываемым воздухом, кДж/кг (см. формулу (2.14)).

Энтальпия газов на входе в экономайзер принимается равной энтальпии газов на выходе из конвективного пароперегревателя [1]:

$$H'_{гэ} = H''_{кп} = 7572,591 \text{ кДж/кг.} \quad (2.161)$$

Энтальпия газов на выходе из экономайзера принимается равной энтальпии газов на входе в воздухоподогреватель [1]:

$$H''_{\text{вз}} = H'_{\text{вн}} = 3599,125 \text{ кДж/кг.} \quad (2.162)$$

$$Q^{\bar{}}_{\text{вз}} = 0,995 \cdot (7572,591 - 3599,125 + 0,02 \cdot 185,025) = 3956,755 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия питательной воды на выходе из экономайзера определяется по формуле, кДж/кг:

$$h''_{\text{вз}} = h'_{\text{вз}} + \frac{B_p \cdot Q^{\bar{}}_{\text{вз}}}{D_{\text{вз}}}, \quad (2.163)$$

где $h'_{\text{вз}}$ – энтальпия питательной воды на входе в экономайзер, кДж/кг;

B_p – расчетный расход топлива, кг/с (см. формулу (2.28));

$D_{\text{вз}}$ – расход питательной воды через экономайзер котла, кг/с.

Энтальпия питательной воды на входе в экономайзер принимается равной энтальпии питательной воды [1]:

$$h'_{\text{вз}} = t'_{\text{нв}} = 816,27 \text{ кДж/кг.} \quad (2.164)$$

Расход питательной воды через экономайзер котла определяется по формуле, кг/с

$$D_{\text{вз}} = G_{\text{пр}} + D_{\text{не}} - G_{\text{впр}}, \quad (2.165)$$

где $G_{\text{пр}}$ – расход продувочной воды, кг/с (см. формулу (2.25));

$D_{\text{не}}$ – расчетная паропроизводительность котла, кг/с (см. формулу (2.22));

$G_{\text{впр}}$ – расход воды на впрыск, кг/с (см. формулу (2.62)).

$$D_{\text{вз}} = 1,198 + 95,833 - 5,75 = 91,281 \text{ кг/с.}$$

$$h''_{\text{вз}} = 816,27 + \frac{12,997 \cdot 3956,755}{91,281} = 1379,669 \text{ кДж/кг.}$$

Температура питательной воды на выходе из экономайзера определяется на H - S диаграмме по зависимости, °C :

$$t''_{\text{вз}} = f(P_{\text{нв}}, h''_{\text{вз}}), \quad (2.166)$$

где $P_{не}$ – давление питательной воды, МПа.

Давление питательной воды определяется по формуле, МПа:

$$P_{не} = 1,4 \cdot P_{не} = 1,4 \cdot 15 = 21 \text{ МПа.} \quad (2.167)$$

Отсюда, температура питательной воды составляет

$$t''_{69} = 308,597 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температурный напор в экономайзере находится аналогично формуле (2.103) при условии замены разностей температур газов и пара в ширмовом пароперегревателе на разность температур в экономайзере.

Большая разность температур газов и воды в экономайзере есть разница между температурой газов на входе в ВЭК и температурой воды на выходе из него $^\circ\text{C}$:

$$\Delta t'_o = g'_{69} - t''_{69} = 690,019 - 308,597 = 381,422 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (2.168)$$

Меньшая разность температур газов и воды в экономайзере есть разница между температурой газов на выходе из ВЭК и температурой воды на входе в него, $^\circ\text{C}$:

$$\Delta t_m = g''_{69} - t_{не} = 340,868 - 195 = 145,868 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (2.169)$$

$$\Delta t = \frac{381,422 - 145,868}{2,3 \cdot \lg \frac{381,422}{145,868}} = 245,337 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Скорость дымовых газов в водяном экономайзере определяется по формуле, м/с:

$$\omega_2 = \frac{B_p \cdot V_2 \cdot (g_{cp} + 273)}{f_{69}^2 \cdot 273}, \quad (2.170)$$

где V_2 – объем газов в газоходе, м^3 (см. таблицу 3);

g_{cp} – средняя температура газов в экономайзере, $^\circ\text{C}$;

f_{69}^2 – площадь живого сечения для прохода газов, м^2 .

Средняя температура газов в экономайзере есть полусумма температур газов на входе и выходе из него, $^\circ\text{C}$:

$$g_{cp} = \frac{g''_{\text{вз}} + g'_{\text{вз}}}{2} = \frac{340,868 + 690,019}{2} = 515,444 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.171)$$

Площадь живого сечения для прохода газов определяется по формуле, м^2 :

$$f_{\text{вз}}^2 = a_{\text{ку}} \cdot b_m - z_1 \cdot x \cdot d_n, \quad (2.172)$$

где $a_{\text{ку}}$ – то же, что и в формуле (2.169);

z_1 – см. формулу (2.169);

$x = b_m = 12,1$ – длина пакета экономайзера, м [1];

d_n – см. таблицу 9.

$$f_{\text{вз}}^2 = 5,75 \cdot 12,1 - 89 \cdot 12,1 \cdot 0,028 = 39,422 \text{ м}^2.$$

$$\omega_2 = \frac{12,997 \cdot 7,448 \cdot (515,444 + 273)}{39,422 \cdot 273} = 7,092 \text{ м/с}.$$

При сжигании твердых топлив и шахматном расположении труб коэффициент теплопередачи в водяном экономайзере рассчитывается по формуле:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1}, \quad (2.173)$$

где $\varepsilon = 0,0023$ – коэффициент загрязнения конвективной поверхности, принимается по номограмме [1, с. 74];

α_1 – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке определяется по формуле, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_l, \quad (2.174)$$

где α_k – коэффициент теплоотдачи конвекцией, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

α_l – коэффициент теплоотдачи излучением, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией определяется по формуле, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$\alpha_k = \alpha_n \cdot C_\phi \cdot C_\sigma, \quad (2.175)$$

где $\alpha_n = 82$ – принимается по номограмме, Вт/(м² · К) [1, с. 83];

$C_\phi = 0,98$ – принимается по номограмме [1, с. 84];

$C_\sigma = 1,03$ – принимается по номограмме [1, с. 84].

$$\alpha_k = 82 \cdot 0,98 \cdot 1,03 = 82,771 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением определяется по формуле, Вт/(м² · К):

$$\alpha_l = \alpha_n \cdot a_{\text{газ}}, \quad (2.176)$$

где $\alpha_n = 69$ – принимается по номограмме, Вт/(м² · К) [1, с. 68];

$a_{\text{газ}}$ – степень черноты газов в экономайзере.

Степень черноты газов в экономайзере определяется по формуле:

$$a_{\text{газ}} = 1 - \exp^{-k \cdot p \cdot s_{\text{газ}}}, \quad (2.177)$$

где $k \cdot p \cdot s_{\text{газ}}$ – суммарная оптическая толщина запыленного газового потока, м.

Суммарная оптическая толщина запыленного газового потока рассчитывается по формуле, м:

$$k \cdot p \cdot s_{\text{газ}} = (k_2 \cdot r_n + k_{3л} \cdot \mu_{3л}) \cdot p \cdot s_{\text{газ}}, \quad (2.178)$$

где k_2 – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания;

r_n – суммарная объемная доля в экономайзере (см таблицу 3);

$k_{3л}$ – коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы;

$\mu_{3л}$ – концентрация золовых частиц в экономайзере, кг/кг (см. таблицу 5);

p – давление в топочной камере, МПа (см. раздел 2.8);

$s_{\text{газ}}$ – эффективная толщина излучающего слоя в водяном экономайзере, м.

Эффективная толщина излучающего слоя в водяном экономайзере рассчитывается по формуле, м:

$$s_{\text{эз}} = 0,9 \cdot d_n \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d_n^2} - 1 \right), \quad (2.179)$$

где s_1 и s_2 – см. таблицу 9.

$$s_{\text{эз}} = 0,9 \cdot 0,028 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,064 \cdot 0,035}{0,035^2} - 1 \right) = 0,067 \text{ м.}$$

Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания определяется по формуле (2.35) при условии замены T_m'' на значение температуры газов на выходе из водяного экономайзера, а вместо s_m значение $s_{\text{эз}}$:

$$k_2 = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{r_n \cdot s_{\text{кп}}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{\text{кп}}''}{1000} \right) \quad (2.180)$$

Температура газов на выходе из экономайзера определяется по формуле, К:

$$T_{\text{эз}}'' = \vartheta_{\text{эз}}'' + 273 = 340,868 + 273 = 613,868 \text{ К.} \quad (2.181)$$

$$k_2 = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,082}{\sqrt{0,224 \cdot 0,067}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{613,868}{1000} \right) = 56,697.$$

Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы рассчитывается по формуле (2.37) с учетом замены температуры газов на выходе из топки на температуру газов на выходе из экономайзера:

$$k_{\text{зл}} = \frac{43 \cdot \rho_2}{(T_{\text{эз}}'' \cdot d_{\text{зл}})^{0,67}} = \frac{43 \cdot 1300}{(613,868 \cdot 16)^{0,67}} = 118,206. \quad (2.182)$$

Суммарная оптическая толщина запыленного газового потока рассчитывается по формуле (2.188):

$$k \cdot p \cdot s_{\text{ш}} = (56,697 \cdot 0,224 + 118,206 \cdot 0,018) \cdot 0,1 \cdot 0,067 = 0,099.$$

Степень черноты газов в экономайзере определяется по формуле (2.177):

$$a_{\text{взк}} = 1 - \exp^{-0,099} = 0,095.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением определяется по формуле (2.176):

$$\alpha_{\text{л}} = 69 \cdot 0,095 = 6,526 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке определяется по формуле (2.184):

$$\alpha_1 = 82,771 + 6,526 = 89,297 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи в водяном экономайзере рассчитывается по формуле (2.183):

$$k = \frac{89,297}{1 + 0,0023 \cdot 89,297} = 74,082.$$

Требуемая площадь поверхности нагрева вычисляется по формуле, м²:

$$F_{\text{вз}} = \frac{Q_{\text{вз}}^{\text{с}} \cdot B_p}{k \cdot \Delta t} \cdot 10^3, \quad (2.183)$$

где $Q_{\text{вз}}^{\text{с}}$ – см. формулу (2.170);
 Δt – см. формулу (2.179).

$$F_{\text{вз}} = \frac{3956,755 \cdot 12,997}{74,082 \cdot 245,337} \cdot 10^3 = 2829,59 \text{ м}^2.$$

Длина каждого змеевика экономайзера определяется по формуле:

$$l_{\text{зм}} = \frac{F_{\text{вз}}}{\pi \cdot d_{\text{н}} \cdot z_1} = \frac{2829,59}{\pi \cdot 0,028 \cdot 89} = 361,431 \text{ м}. \quad (2.184)$$

Число рядов по ходу газов определяется по формуле:

$$z_2 = \frac{l_{\text{зм}}}{b_m} = \frac{361,431}{12,1} = 29,87 \text{ шт}. \quad (2.185)$$

Полученное число округляется до четного целого. Так, $z_2 = 30$ шт.

Полная высота пакета экономайзера определяется по формуле, м:

$$h_{\text{эз}} = z_2 \cdot s_2, \quad (2.186)$$

где s_2 – см. таблицу 9.

$$h_{\text{эз}} = 30 \cdot 0,035 = 1,05 \text{ м.}$$

В результате расчета водяного экономайзера были определены его конструктивные характеристики. По завершении расчета строится эскиз водяного экономайзера. Он представлен на рисунке 10.

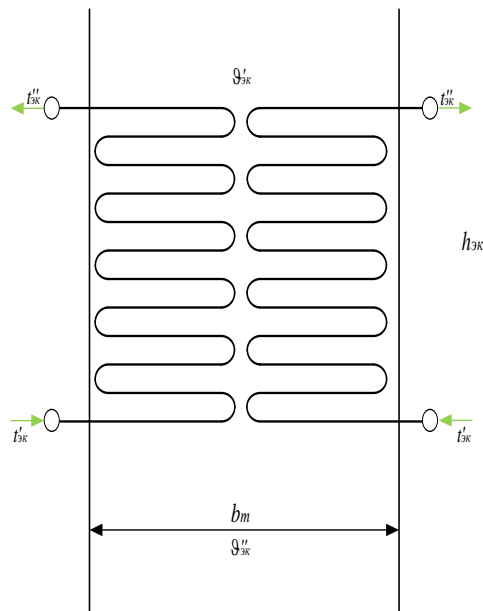


Рисунок 10 – Эскиз водяного экономайзера

2.2.14 Составление прямого баланса котла

Завершающим этапом распределения тепловосприятий является проверка правильности распределения с помощью определения расчетной невязки теплового баланса котельного агрегата, кДж/кг:

$$\Delta Q = Q_n^p \cdot \frac{\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}}}{100} - (Q_{\text{л}} + Q_{\text{штп}}^{\text{б}} + Q_{\text{кпп}}^{\text{б}} + Q_{\text{вз}}^{\text{б}}) \cdot \frac{100 - q_4}{100}, \quad (2.187)$$

где Q_n^p – располагаемое тепло в котле, кДж/кг (см. таблицу 2);

$\eta_{ка}^{бр}$ – КПД котла брутто (см. формулу (2.21));

$Q_{л}$ – тепловосприятие поверхности нагрева в топке, кДж/кг (см. формулу (2.45));

$Q_{шпн}^{\bar{}}$ – тепловосприятие ширмового пароперегревателя, кДж/кг (см. формулу (2.82));

$Q_{кпн}^{\bar{}}$ – тепловосприятие конвективного пароперегревателя, кДж/кг (см. формулу (2.114));

$Q_{вэ}^{\bar{}}$ – тепловосприятие водяного экономайзера, кДж/кг (см. формулу (2.170));

q_4 – потеря от механического недожога топлива, % (см. формулу (2.14)).

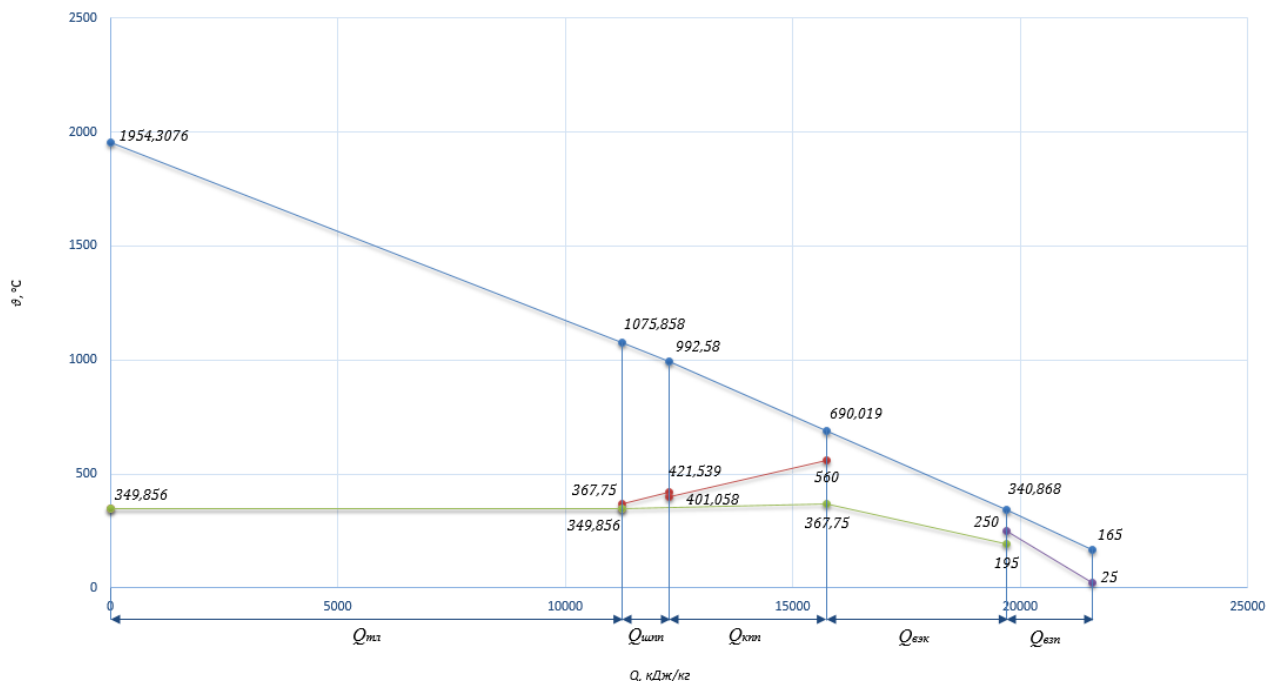
$$\Delta Q = 21310 \cdot \frac{91,5}{100} - (11248,379 + 1036,163 + 3457,878 + 3956,755) \cdot \frac{100 - 1}{100} = 1,026.$$

Относительная величина невязки составляет

$$\delta Q = \frac{|\Delta Q|}{Q_n^p} \cdot 100\% = \frac{1,026}{21310} \cdot 100\% = 0,004814\%. \quad (2.188)$$

Расчет считается верным, если относительная величина невязки не превышает 0,5%. В данном случае условие выполняется.

По результатам теплового расчета котельного агрегата строится график распределения расчетных температур по всему котлу (рисунок 11).



2.3 Выбор и расчет систем пылеприготовления и горелочных устройств

Для обеспечения устойчивого и максимально эффективного процесса сжигания энергетического топлива перед подачей в топку котла топливо проходит этапы предварительной подготовки. К ним относятся процессы его очистки от посторонних примесей, предварительного дробления, сушки и измельчения. В прямой связи с ними находятся процессы истечения топлива или готовой угольной пыли из бункеров, а также дозирования топлива в топку котлов.

Целью данного расчета является выбор типа сушки топлива, расчет температуры сушильного агента, выбор мельничного и горелочных устройств.

Для обеспечения устойчивого и максимально эффективного процесса сжигания энергетического топлива перед подачей в топку котла топливо проходит этапы предварительной подготовки. К ним относятся процессы его очистки от посторонних примесей, предварительного дробления, сушки и измельчения. В прямой связи с ними находятся процессы истечения топлива или готовой угольной пыли из бункеров, а также дозирования топлива в топку котлов.

Целью данного расчета является выбор типа сушки топлива, расчет температуры сушильного агента, выбор мельничного и горелочных устройств.

2.3.1 Тепловой расчет сушильно-мельничной системы

Выбор сушильного агента и его температуры

Выбор сушильного агента зависит от двух факторов: влажности топлива и выхода летучих веществ. Бурый уголь Шоптыкольского месторождения – маловлажный ($W^p = 10,5\%$) и высокорекреационный ($V^c = 34\%$). По условию взрывоопасности для топлив с выходом летучих более 25 % и влажности менее 25 % применяется сушка топлива дымовыми газами.

Температура на выходе из сушильно-мельничной системы принимается на основе таблицы 2 методических указаний [2, с. 7]. Так, $t_{2,м} = 180\text{ }^\circ\text{C}$.

Выбор размольного устройства и схемы пылеприготовления

Выбор типа мельниц производится в зависимости от физических свойств топлива (коэффициента размолоспособности, выхода летучих) и мощности котельного агрегата. Некоторые характеристики исходного топлива и угольной пыли приведены в таблице 10.

Таблица 10 – Характеристики исходного топлива и угольной пыли

Характеристика	Значение
влажность пыли $W^{пл}$, %	4
коэффициент размолоспособности $K_{ло}$	1,35
рекомендуемая тонкость помола R_{90}	25

Для выбора типа мельницы необходимо также рассчитать производительность одной мельницы по формуле, кг/с:

$$B_m = K_{зан} \cdot \frac{B}{n_m}, \quad (2.189)$$

где $K_{зан} = 1,1$ – коэффициент запаса [2];

$B = 13,1287$ – расход топлива на котел, кг/с;

$n_m = 3$ – количество мельниц, шт [2].

$$B_m = 1,1 \cdot \frac{13,1287}{3} = 4,814 \text{ кг/с} = 17,33 \text{ т/ч.}$$

По величине производительности мельницы выбирается предварительно тип мельницы. Так, по рекомендациям таблицы 5 методических указаний [2, с. 11] принимается мельница молотковая тангенциальная ММТ 1500/3230/740 с производительностью 39,7 т/ч.

Схема пылеприготовления выбирается с учетом выбранного типа мельничного устройства. При использовании мельниц типа ММТ, МВС или МВ применяется замкнутая схема пылеприготовления с прямым вдуванием. На рисунке 12 представлена схема пылеприготовления с газовой сушкой и прямым вдуванием.

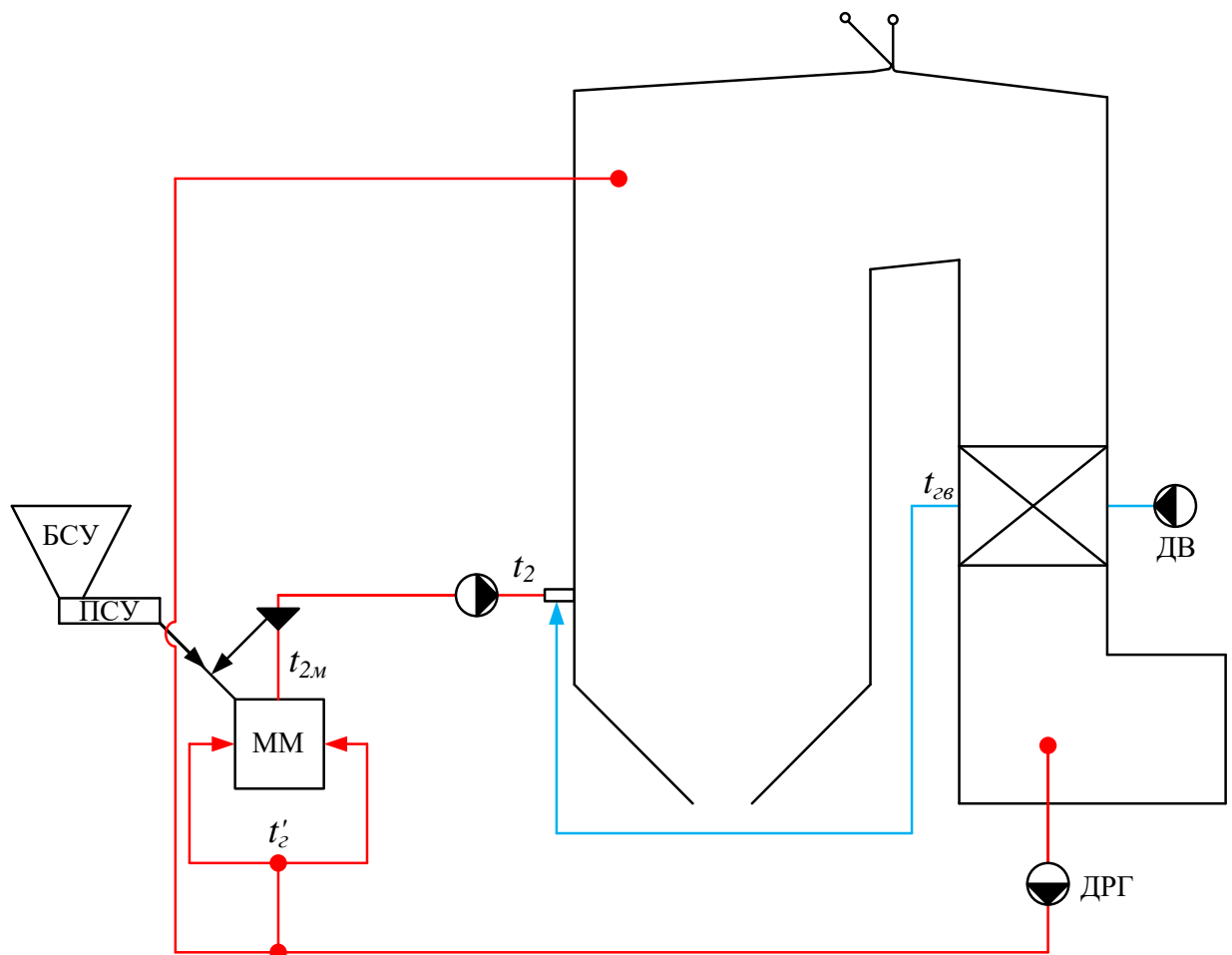


Рисунок 12 – Замкнутая схема пылеприготовления с газовой сушкой и прямым вдуванием топлива

Тепловой баланс сушильно-мельничной системы

При газовой сушке неизвестной величиной является расход газов g_r , кг/кг, подаваемых на сушку, который определяется из теплового баланса сушильно-мельничной системы.

Приходные статьи баланса:

$$q_{\text{прих}} = q'_2 + q_{\text{мех}} + q_{\text{прис}}, \quad (2.190)$$

где q'_2 – физическое тепло, вносимое газами, подаваемыми для сушки и транспортировки пыли в системе пылеприготовления, кДж/кг;

$q_{\text{мех}}$ – тепло, выделяющееся в результате работы размалывающих органов, кДж/кг;

$q_{\text{прис}}$ – тепло, внесенное присосанным воздухом, кДж/кг.

Физическое тепло, вносимое газами, подаваемыми для сушки и транспортировки пыли в системе пылеприготовления, можно оценить по формуле, кДж/кг:

$$q'_2 = g_2 \cdot c_2 \cdot t'_2, \quad (2.191)$$

где g_2 – количество газов, кг/кг;

$c_2 = 1,113$ – теплоемкость газов, кДж/(кг·°C), (принимается при температуре газов t'_2 [2, с. 22]);

$t'_2 = 600$ – температура газов, подаваемых в систему, °C [2, с. 19].

Тепло, выделяющееся в результате работы размалывающих органов, рассчитывается по формуле, кДж/кг:

$$q_{\text{мех}} = K_{\text{мех}} \cdot \mathcal{E}_{\text{разм}}, \quad (2.192)$$

где $K_{\text{мех}} = 0,8$ – коэффициент, учитывающий долю энергии, переходящей в тепло в процессе размол (значение принято для мельниц типа ММ [2, с. 14]);

$\mathcal{E}_{\text{разм}} = 85$ – удельный расход энергии на размол, кДж/кг [2, с. 16].

$$q_{\text{мех}} = 0,8 \cdot 85 = 68 \text{ кДж/кг.}$$

Тепло, внесенное с присосанным воздухом, оценивается по зависимости, кДж/кг:

$$q_{\text{прис}} = K_{\text{прис}} \cdot g_2 \cdot c_{\text{хв}} \cdot t_{\text{хв}}, \quad (2.193)$$

где $K_{\text{прис}} = 0,3$ – коэффициент присоса (количество холодного воздуха, присасываемого в систему, в долях от весового количества сушильного агента, (для систем с прямым вдуванием)) [2, с. 14];

$c_{\text{хв}} = 1,005$ – теплоемкость холодного воздуха, кДж/(кг·°C) (принимается при температуре холодного воздуха [2, с. 16]).

Расходные статьи баланса включают, кДж/кг:

$$q_{\text{расх}} = q_{\text{исп}} + q''_2 + q_{\text{мл}} + q_5, \quad (2.194)$$

где $q_{\text{исп}}$ – тепло, затрачиваемое на испарение влаги, кДж/кг;

q_c'' – тепло, уносимое из установки сушильным агентом, кДж/кг;
 $q_{мл}$ – тепло, затрачиваемое на подогрев топлива, кДж/кг;
 q_5 – потери тепла от охлаждения установки в окружающую среду, кДж/кг.

Тепло, затрачиваемое на испарение влаги, определяется по формуле, кДж/кг:

$$q_{исп} = \Delta W \cdot (2500 + 1,9 \cdot t_2 - 4,19 \cdot t_{мл}), \quad (2.195)$$

где ΔW – количество испаренной влаги на 1 кг сырого топлива, кг/кг;
 t_2 – температура сушильного агента в конце установки, °С;
 $t_{мл} = t_{хв} = 25$ – температура сырого топлива, °С (принимается равной температуре холодного воздуха [2, с. 17]).

Количество испаренной влаги на 1 кг сырого топлива рассчитывается по формуле, кг/кг;

$$\Delta W = \frac{W^p - W^{мл}}{100 - W^{мл}}, \quad (2.196)$$

где W^p – влажность топлива на рабочую массу, % (см. таблицу 2);
 $W^{мл}$ – приведенная влажность пыли, % (см. таблицу 10).

$$\Delta W = \frac{10,5 - 4}{100 - 4} = 0,068 \text{ кг/кг.}$$

Температура сушильного агента в конце установки для схем с прямым вдуванием рассчитывается по формуле, °С:

$$t_2 = t_{2,м} - 5, \quad (2.197)$$

где $t_{2,м} = 180$ – температура пылевоздушной смеси за мельницей, °С.

$$t_2 = 180 - 5 = 175 \text{ °С.}$$

$$q_{исп} = 0,068 \cdot (2500 + 1,9 \cdot 175 - 4,19 \cdot 25) = 184,691 \text{ кДж/кг.}$$

Тепло, уносимое газами из системы пылеприготовления, оценивается по формуле, кДж/кг:

$$q_e'' = (1 + K_{прис}) \cdot g_e \cdot c_e \cdot t_2, \quad (2.198)$$

где $c_e = 1,056$ – теплоемкость газов, кДж/(кг·°C) (принимается по температуре t_2 [2, с. 22]).

Тепло, затрачиваемое на подогрев топлива, определяется по формуле, кДж/кг:

$$q_{ml} = \frac{100 - W^p}{100} \cdot [c_{ml}^c + \frac{W^{nl} \cdot 4,19}{100 - W^{nl}}] \cdot (t_{2m} - t_{ml}), \quad (2.199)$$

где $c_{ml}^c = 1,1$ – теплоемкость сухой массы топлива, кДж/(кг·°C) [2, с. 17]);
 $t_{2m} \approx t_2 = 175$ – температура угольной пыли в конце установки, °C [2, с. 17].

$$q_{ml} = \frac{100 - 10,5}{100} \cdot [1,1 + \frac{4 \cdot 4,19}{100 - 4}] \cdot (175 - 25) = 171,113 \text{ кДж/кг.}$$

Потери тепла от охлаждения установки в окружающую среду можно оценить по зависимости, кДж/кг:

$$q_5 = \frac{Q_5^{общ}}{B_m}, \quad (2.200)$$

где $Q_5^{общ} = 30$ – часовая потеря тепла на охлаждение установки, кВт [2, с. 18];
 B_m – производительность одной мельницы, кг/с (см. формулу (3.1)).

$$q_5 = \frac{30}{4,814} = 6,232 \text{ кДж/кг.}$$

Полученный набор уравнений собирается в систему, из которой рассчитываются все неизвестные величины. В данном случае, в результате расчета были получены следующие значения:

$$\begin{aligned}
g_2 &= 0,676 \text{ кг/кг}, \\
q'_2 &= 451,295 \text{ кДж/кг}, \\
q''_2 &= 162,353 \text{ кДж/кг}, \\
q_{прис} &= 5,094 \text{ кДж/кг}, \\
q_{расх} &= 524,389 \text{ кДж/кг}, \\
q_{прих} &= q_{расх}.
\end{aligned}
\tag{2.201}$$

Пересчет производительности углеразмольных мельниц на другое топливо

Ранее расчет производился для производительности мельниц при размалывании эталонного топлива. При использовании размольных устройств на других топливах необходимо произвести пересчет.

Характеристики эталонного топлива для мельницы ММТ представлены в таблице 11.

Таблица 11 – Характеристики эталонного топлива

Характеристика	Значение
влажность пыли W^{nl} , %	8
влажность на рабочую массу топлива W'^p , %	33
коэффициент размолоспособности $K'_{ло}$	1,7
рекомендуемая тонкость помола R'_{90}	55

Пересчет размольной производительности мельниц ММТ производится по следующей формуле, т/ч:

$$B'' = B'_m \cdot \frac{K''_{ло} \cdot \Pi''_{вл1} \cdot \Pi''_{вл2} \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{R'_{90}}}}{K'_{ло} \cdot \Pi'_{вл1} \cdot \Pi'_{вл2} \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{R''_{90}}}},
\tag{2.202}$$

где $B'_m = 34,6$ – производительность мельницы на эталонном топливе, т/ч;
 $K_{ло}$ – коэффициент размолоспособности (с одним штрихом для эталонного и двумя штрихами для исследуемого топлива);
 $\Pi_{вл1}$ и $\Pi_{вл2}$ – поправочные коэффициенты, учитывающие влияние влажности топлива на его размолоспособность (с одним штрихом для эталонного и двумя штрихами для исследуемого топлива).

Значение поправочного коэффициента $\Pi_{\text{вл1}}$ рассчитывается по следующей зависимости:

$$\Pi_{\text{вл1}} = \frac{K^2 - (W^{\text{cp}})^2}{K^2 - (W^{\text{nl}})^2}, \quad (2.203)$$

где K – константа, характеризующая максимальную влажность топлива;
 W^{cp} – средняя влажность размалываемого топлива, %.

Средняя влажность размалываемого топлива для бурых углей рассчитывается по формуле, %:

$$W^{\text{cp}} = \frac{W^{\text{p}} + 3 \cdot W^{\text{nl}}}{4}, \quad (2.204)$$

где W^{p} – влажность топлива на рабочую массу, %;
 W^{nl} – влажность пыли, %.

Значение константы K рассчитывается по формуле:

$$K = 4 + 1,07 \cdot W^{\text{cp}}. \quad (2.205)$$

Значение поправочного коэффициента $\Pi_{\text{вл2}}$ можно найти по формуле:

$$\Pi_{\text{вл2}} = \frac{100 - W^{\text{cp}}}{100 - W^{\text{p}}}. \quad (2.206)$$

Средняя влажность размалываемого топлива для эталонного и исследуемого топлива соответственно:

$$W'^{\text{cp}} = \frac{33 + 3 \cdot 8}{4} = 14,25 \%,$$

$$W''^{\text{cp}} = \frac{10,5 + 3 \cdot 4}{4} = 5,625 \%.$$

Значение константы K для эталонного и исследуемого топлива соответственно:

$$K' = 4 + 1,07 \cdot 14,25 = 19,248,$$

$$K'' = 4 + 1,07 \cdot 5,625 = 10,019.$$

Значение поправочного коэффициента $\Pi_{\text{вл}1}$ для эталонного и исследуемого топлива соответственно:

$$\Pi'_{\text{вл}1} = \frac{19,248^2 - (14,25)^2}{19,248^2 - 8^2} = 0,546,$$

$$\Pi''_{\text{вл}1} = \frac{10,019^2 - (5,625)^2}{10,019^2 - 4^2} = 0,815.$$

Значение поправочного коэффициента $\Pi_{\text{вл}2}$ для эталонного и исследуемого топлива соответственно:

$$\Pi'_{\text{вл}2} = \frac{100 - 14,25}{100 - 33} = 1,28,$$

$$\Pi''_{\text{вл}2} = \frac{100 - 5,625}{100 - 10,5} = 1,054.$$

Пересчет размольной производительности осуществляется по формуле (3.14):

$$B'' = 11,028 \cdot \frac{10,019 \cdot 0,815 \cdot 1,054 \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{55}}}{19,248 \cdot 0,546 \cdot 1,28 \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{30}}} = 4,97 \text{ кг/с.}$$

Полученное значение не должно быть меньше производительности мельницы на эталонном топливе $B_m = 4,814$ кг/с. Данное условие соблюдается в пределах допустимой погрешности. Следовательно, выбранная предварительно мельница ММТ 1500/3230/740 с производительностью 39,7 т/ч подходит для перемалывания исследуемого топлива.

Определение сушильной производительности мельницы

По найденному из теплового баланса значению расхода сушильного агента g_s , кг/кг, подсчитывается ограничиваемая условиями сушки производительность (сушильная производительность, кг/с) мельницы по следующему выражению:

$$B_c = \frac{V_{мв} \cdot \beta}{g_2 \cdot (0,774 + 0,786 \cdot K_{прис} + 0,00125 \cdot d'_{см} + 1,245 \cdot \Delta W)}, \quad (2.207)$$

где $V_{мв}$ – производительность мельничного вентилятора, м³/с;
 β – поправочный коэффициент на барометрическое давление и температуры аэросмеси за мельницей;
 $K_{прис}$ – то же, что и в формуле (3.5);
 $d'_{см}$ – влагосодержание сушильного агента на входе в мельницу, г/кг;
 ΔW – см. формулу (3.8).

Производительность мельничного вентилятора равна объему газов на выходе из сушильно-мельничной системы. При газовой сушке топлива определяется по формуле, м³/с:

$$V_{мв} = \left[\frac{g_2}{\rho_2} + \frac{\Delta W}{\rho_{вп}} + V_в^0 \cdot K_{прис} \right] \cdot \left(\frac{273 + t'_{мв}}{273} \right) \cdot B_m, \quad (2.208)$$

где g_2 – см. формулу (3.13);
 $\rho_2 = 1,3$ – плотность газов, кг/нм³ [2, с. 26];
 $V_в^0$ – теоретический расход воздуха на горение, м³/кг (см. формулу (2.3));
 $\rho_{вп} = 0,804$ – плотность водяных паров, кг/нм³ [2, с. 26];
 $t'_{мв} = t_{2м} = 180$ – температура аэросмеси на входе в мельничный вентилятор, °С [2, с. 25];
 B_m – см. формулу (3.1).

$$V_{мв} = \left[\frac{0,676}{1,3} + \frac{0,068}{0,804} + 5,608 \cdot 0,3 \right] \cdot \left(\frac{273 + 180}{273} \right) \cdot 4,814 = 18,264 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Поправочный коэффициент на барометрическое давление и температуры аэросмеси за мельницей определяется по формуле:

$$\beta = \frac{273 \cdot (B - \frac{s'_{мв}}{13,6})}{(273 + t'_{мв}) \cdot 760}, \quad (2.209)$$

где $B = 760$ – барометрическое давление, мм.рт.ст. [2, с. 25];

с. $s'_{м6} = 150$ – разрезание перед мельничным вентилятором, мм.вод.ст. [2, 25].

$$\beta = \frac{273 \cdot (760 - \frac{150}{13,6})}{(273 + 180) \cdot 760} = 0,6005.$$

Влагосодержание сушильного агента на входе в мельницу при газовой сушке равняется влагосодержанию дымовых газов, оценивается по формуле, г/кг:

$$d'_{см} = d_z = \frac{10 \cdot (H^p + W^p) + \rho_g \cdot \alpha_{yx} \cdot V_g^0 \cdot d_g}{1 + \rho_g \cdot \alpha_{yx} \cdot V_g^0 - \frac{A^p}{100}}, \quad (2.210)$$

где H^p – содержание водорода на рабочую массу, % (см. таблицу 2);

W^p – влажность топлива на рабочую массу, % (см. таблицу 2);

$\rho_g = 1,29$ – плотность воздуха, кг/нм³ [2, с. 26];

α_{yx} – коэффициент избытка воздуха в районе отбора газов (см. формулу (2.2));

$d_g = 10$ – влагосодержание воздуха, г/кг [2, с. 26];

A^p – зольность топлива на рабочую массу, % (см. таблицу 2).

$$d'_{см} = d_z = \frac{10(9 \cdot 3,3 + 10,5) + 1,29 \cdot 1,28 \cdot 5,608 \cdot 10}{1 + 1,29 \cdot 1,28 \cdot 5,608 - \frac{18,8}{100}} = 49,109 \text{ г/кг.}$$

Сушильная производительность мельницы рассчитывается по формуле (3.19):

$$B_c = \frac{18,264 \cdot 0,6005}{0,676 \cdot (0,774 + 0,786 \cdot 0,3 + 0,00125 \cdot 49,109 + 1,245 \cdot 0,068)} = 14,042 \text{ кг/с.}$$

Полученное значение не должно быть меньше производительности мельницы на эталонном топливе $B_m = 4,814$ кг/с. Данное условие соблюдается. Следовательно, выбранная предварительно мельница ММТ 1500/3230/740 с производительностью 39,7 т/ч подходит для перемалывания исследуемого топлива.

2.3.2 Выбор типоразмера горелочных устройств и компоновки топки

Горелочное устройство выбирается в зависимости от способа сжигания, тепловой мощности горелки и марки сжигаемого топлива.

При сжигании высокорекреакционных топлива рекомендуется выбирать горелки прямооточного типа. Прямоточные горелки включают одно или несколько сопел пылевоздушной смеси и вторичного воздуха, размещенных в одной амбразуре. Вторичный воздух и пылевоздушная смесь подаются в топку по отдельным соплам и смешиваются непосредственно в топочном объеме, образуя реакцию горения.

Для выбора типоразмера горелок и их размера следует использовать данные таблицы 10 методических указаний [2, с. 29-30]. Характеристики выбранного горелочного устройства приведены в таблице 12.

Таблица 12 – Основные характеристики горелочного устройства

Паропроизводительность котла $D_{пе}$, кг/с	Кол-во горелок z_g , шт	Кол-во ярусов $z_{яр}$, шт	Тепловая мощность горелки Q , МВт	Скорость пылевоздушной смеси W_1 , м/с	Скорость вторичного воздуха W_2 , м/с
95,833	8	2	35	28	46

Определение проходного сечения для первичной смеси при газовой сушке топлива

При газовой сушке топлива в схеме с прямым вдуванием в горелки поступает помимо сушильного агента (газа) из сушильно-мельничной системы еще и первичный воздух, кг/кг:

$$g_{в.перв} = V_g^0 \cdot \alpha_1 \cdot \rho_g, \quad (2.211)$$

где $\alpha_1 = 0,55$ – коэффициент расхода первичного воздуха для прямооточной щелевой горелки [2, с. 15];

$\rho_g = 1,285$ – плотность воздуха, кг/м³ [2, с. 32].

$$g_{в.перв} = 5,608 \cdot 0,25 \cdot 1,285 = 1,801 \text{ кг/кг.}$$

Количество первичной газовой смеси определяется по формуле, кг/кг:

$$g_1 = g_z + g_{в.перв}, \quad (2.212)$$

где g_z – см. формулу (3.13).

$$g_1 = 0,676 + 1,801 = 2,477 \text{ кг/кг.}$$

Количество влажного сушильного агента на входе в горелки считается по формуле, кг/кг:

$$g_{вл.са} = g_z \cdot (1 + 1,5 \cdot K_{прис}) + \Delta W + g_{в.перв}, \quad (2.213)$$

где ΔW – см. формулу (3.8).

$$g_{вл.са} = 0,676 \cdot (1 + 1,5 \cdot 0,3) + 0,068 + 1,801 = 2,849 \text{ кг/кг.}$$

Расход первичной пылегазовоздушной смеси определяется по формуле, м³/с:

$$V_1 = \frac{B_p}{z_2} \cdot \left[\frac{g_z}{\rho_z} \cdot (1 + 1,5 \cdot K_{прис}) + \frac{\Delta W}{\rho_{вн}} + \frac{g_{в.перв}}{\rho_в} \right] \cdot \frac{273 + t_{см}}{273}, \quad (2.214)$$

где B_p – расчетный расход топлива, кг/с (см. формулу (2.28));

z_2 – количество горелочных устройств (см. таблицу 12);

ρ_z – то же, что и в формуле (3.20);

$K_{прис}$ – то же, что и в формуле (3.5);

$\rho_{вн}$ – то же, что и в формуле (3.20);

$t_{см}$ – температура смеси перед горелкой, °С.

Температура смеси перед горелкой определяется по формуле, °С:

$$t_{см} = \frac{g_z \cdot c_z \cdot t_2 + g_{в.перв} \cdot c_в \cdot t_{зв} + \Delta W \cdot t_2 \cdot c_{вн}}{(g_z + g_{в.перв} + \Delta W) \cdot c_{см}}, \quad (2.215)$$

где c_z – см. формулу (3.10);

$c_в = 1,045$ – теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°С);

$c_{вн} = 1,9$ – теплоемкость водяных паров, кДж/(кг·°С);

$t_{зв}$ – температура горячего воздуха, °С (см. раздел 2.2);

$c_{см} = c_z = 1,056$ – теплоемкость смеси, кДж/(кг·°С) [2, с. 22].

$$t_{см} = \frac{0,676 \cdot 1,056 \cdot 175 + 1,801 \cdot 1,045 \cdot 250 + 0,068 \cdot 175 \cdot 1,9}{(0,676 + 1,801 + 0,068) \cdot 1,056} = 229,962 \text{ °С.}$$

$$V_1 = \frac{12,997}{8} \cdot \left[\frac{0,676}{1,3} \cdot (1 + 1,5 \cdot 0,3) + \frac{0,068}{0,804} + \frac{1,801}{1,285} \right] \cdot \frac{273 + 229,962}{273} =$$

$$= 6,705 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Проходное сечение канала первичной смеси рассчитывается по формуле, м²:

$$F_1 = \frac{V_1}{W_1}, \quad (2.216)$$

где W_1 – скорость пылевоздушной смеси, м/с (см. таблицу 12).

$$F_1 = \frac{6,705}{18} = 0,372 \text{ м}^2.$$

Определение проходного сечения для вторичного воздуха

Коэффициент расхода вторичного воздуха определяется по формуле:

$$\alpha_2 = \alpha_2 - \alpha_1, \quad (2.217)$$

где $\alpha_2 = 1,1$ – коэффициент избытка воздуха перед горелкой (значение выбрано для прямоточной щелевой горелки [2, с. 15];

α_1 – то же, что и в формуле (3.23).

$$\alpha_2 = 1,1 - 0,25 = 0,85.$$

Расход вторичного воздуха через горелку можно рассчитать по формуле, м³/с:

$$V_2 = \frac{V_0^0 \cdot \alpha_2 \cdot B_p}{z_2} \cdot \frac{273 + t_{26}}{273} = \frac{5,608 \cdot 0,85 \cdot 12,997}{8} \cdot \frac{273 + 250}{273} =$$

$$= 14,836 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Проходное сечение для канала вторичного воздуха определяется по зависимости, м²:

$$F_2 = \frac{V_2}{W_2}, \quad (2.219)$$

где W_2 – скорость вторичного воздуха, м/с (см. таблицу 12).

$$F_2 = \frac{14,836}{46} = 0,323 \text{ м}^2.$$

Определение конструктивных размеров щелевых прямооточных горелок

На рисунке 13 представлена прямооточно-щелевая горелка.

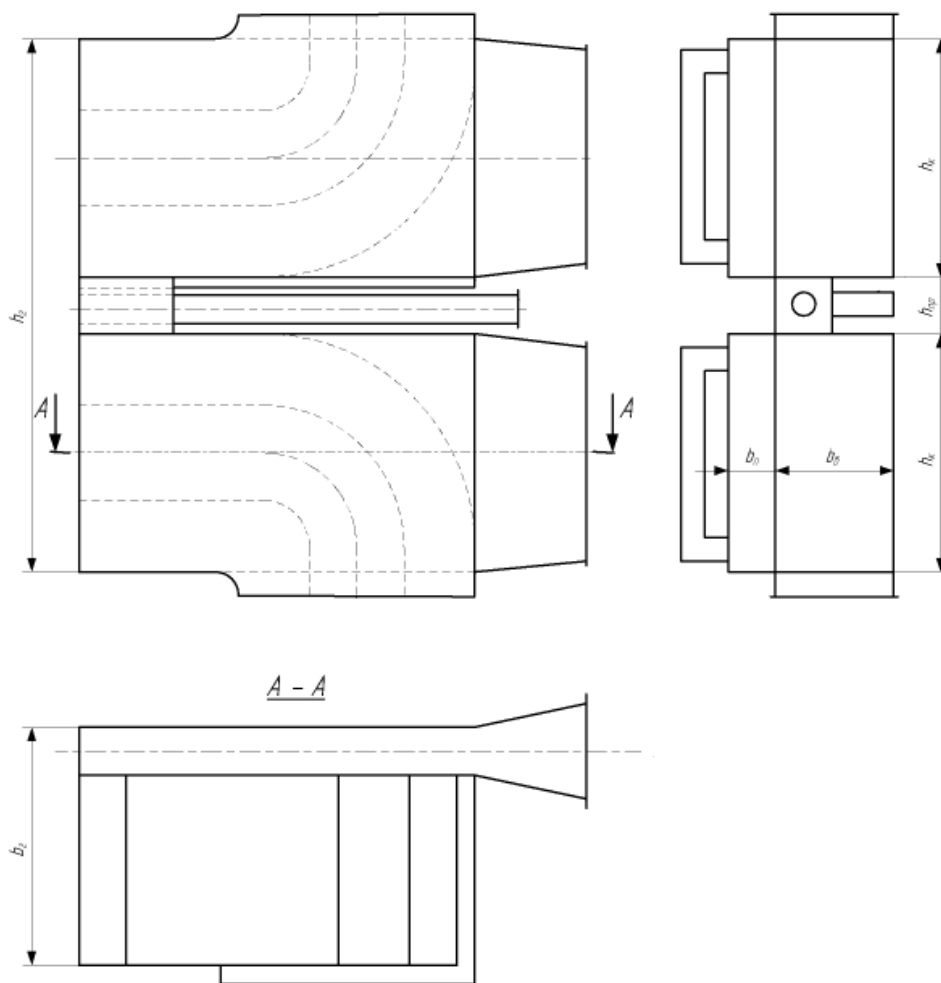


Рисунок 13 – Прямоточно-щелевая горелка

Первичная смесь проходит по прямоугольным каналам со сторонами b_2 и h_n . Площадь канала рассчитывается как

$$F_1 = b_2 \cdot h_n \cdot 5. \tag{2.220}$$

Сторона b_2 может быть посчитана по формуле

$$b_2 = \sqrt{\frac{F_1 + F_2}{4}}, \quad (2.221)$$

где F_1 – см. формулу (3.28);
 F – см. формулу (3.31).

$$b_2 = \sqrt{\frac{0,239 + 0,323}{4}} = 0,375 \text{ м.} \quad (2.222)$$

Сторона h_n связана со стороной b_2 соотношением

$$h_n = \frac{F_1}{b_2 \cdot 5} = \frac{0,239}{0,375 \cdot 5} = 0,128 \text{ м.} \quad (2.223)$$

Сторона h_2 выражается как

$$h_2 = \frac{F_1 + F_2}{b_2} = \frac{0,239 + 0,323}{0,375} = 1,499 \text{ м.} \quad (2.224)$$

Сторона h_g может быть найдена по формуле

$$h_g = \frac{h_2 - 5 \cdot h_n}{4} = \frac{1,499 - 5 \cdot 0,128}{4} = 0,215 \text{ м.}$$

2.4 Аэродинамический расчет котельного агрегата

2.4.1 Расчет воздушного тракта

Расчет воздушного тракта, как и газового тракта, ведется на номинальную нагрузку котельного агрегата.

На рисунке 14 изображена расчетная схема воздушного тракта котельной установки.

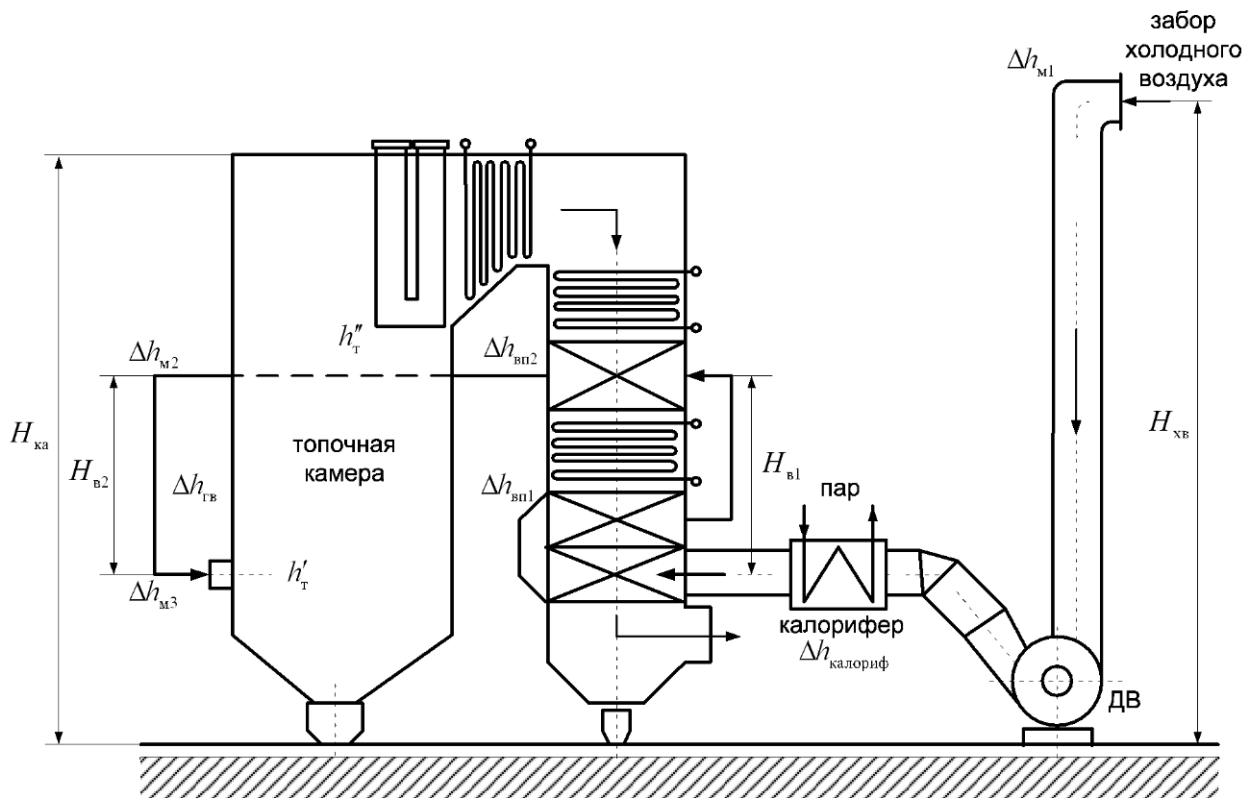


Рисунок 15 – Расчетная схема воздушного тракта котельной установки

Расчет сопротивления воздухопроводов холодного воздуха

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

Произвольное местное сопротивление оценивается по формуле, мм.вод.ст.:

$$\Delta h_{mi} = \xi_{mi} \cdot h_{\partial}, \quad (2.225)$$

где ξ_{mi} – величина коэффициента местного сопротивления;

h_{∂} – динамический напор, мм.вод. ст.

Коэффициент местного сопротивления принимается в зависимости от типа местного сопротивления и угла поворота [3, с. 53]. Так,

- при повороте на 180° $\xi_m = 2,0$;
- при повороте на 90° $\xi_m = 1,0$;
- при повороте на 45° $\xi_m = 0,5$.

Динамический напор принимается по рисунку 3 методических указаний [3, с.8] при скорости воздуха в воздухопроводах, равной 10–20 м/с и температуре холодного воздуха. Так, $h_0 = 6,2$ мм.вод.ст.

$$\Delta h_m = 1 \cdot 6,2 = 6,2 \text{ мм.вод.ст.}$$

Сопротивление трения в участке газохода определяется по формуле, мм.вод.ст.:

$$\Delta h_{mp} = \lambda \cdot \frac{l}{d_3} \cdot h_0, \quad (2.226)$$

где $\lambda = 0,02$ – коэффициент трения [3, с. 53];
 l – длина воздухопровода холодного воздуха, м;
 $d_3 = 1,5$ – эквивалентный диаметр воздухопровода, м [3, с. 53].

Длина воздухопровода холодного воздуха оценивается по зависимости, м:

$$l = 1,2 \cdot H_{ка}, \quad (4.40)$$

где $H_{ка}$ – высота котельного агрегата, м (см. рисунок 14).

Значение высоты котельного агрегата принимается по чертежу прототипа проектируемого котла. Так, $H_{ка} = 36$ м.

$$l = 1,2 \cdot 36 = 43,2 \text{ м.}$$

$$\Delta h_{mp} = 0,02 \cdot \frac{43,2}{1,5} \cdot 6,2 = 3,571 \text{ мм.вод.ст.}$$

Суммарное сопротивление воздухопроводов определяется по формуле:

$$\Delta h_{впр} = 2 \cdot \Delta h_m + \Delta h_{mp} = 6,2 + 3,571 = 15,971 \text{ мм.вод.ст.} \quad (2.227)$$

Расчет сопротивления калориферов

Для подогрева воздуха перед входом в воздухоподогреватель используются калориферы трубчатого типа марки ВТИ-ТЭМЗ. Сопротивление калорифера по воздуху составляет $\Delta h_{калориф} = 400 \text{ Па} = 40 \text{ мм.вод.ст.}$ [3, с. 54].

Расчет сопротивления воздухоподогревателя

Сопротивление трубчатого воздухоподогревателя по воздушной стороне оценивается по формуле, мм.вод.ст.:

$$\Delta h_{\text{ен}} = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{пов}}, \quad (2.228)$$

где $\Delta h_{\text{тр}}$ – сопротивление поперечно омываемых труб, мм.вод.ст.;

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

Сопротивление поперечно омываемых труб можно рассчитать по формуле, мм.вод.ст.:

$$\Delta h_{\text{тр}} = \Delta h_{\text{эр}} \cdot (z_2 + 1) \cdot z_{\text{ход}}, \quad (2.229)$$

где $\Delta h_{\text{эр}} = 0,5$ – сопротивление одного ряда труб шахматных пучков, мм.вод.ст. [3, с. 12];

z_2 – количество рядов труб по глубине в каждом ходе, шт. (см. формулу (2.158));

$z_{\text{ход}}$ – число ходов воздухоподогревателя (см. формулу (2.166)).

$$\Delta h_{\text{тр}} = 0,5 \cdot (66 + 1) \cdot 2 = 67 \text{ мм.вод.ст.}$$

Сопротивление поворотов в перепускных коробах рассчитывается по формуле, мм.вод.ст.:

$$\Delta h_{\text{пов}} = 3,5 \cdot h_{\text{д}} + 0,9 \cdot h_{\text{д}}, \quad (2.230)$$

где $h_{\text{д}} = 1,8$ – динамический напор при скорости и средней температуре воздуха в воздухоподогревателе, мм.вод.ст. [3, с. 8].

$$\Delta h_{\text{пов}} = 3,5 \cdot 2,8 + 0,9 \cdot 2,8 = 12,32 \text{ мм.вод.ст.}$$

Сопротивление трубчатого воздухоподогревателя по воздушной стороне оценивается по формуле (4.42):

$$\Delta h_{\text{ен}} = 12,32 + 67 = 79,32 \text{ мм.вод.ст.}$$

Расчет сопротивления воздухопроводов горячего воздуха

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

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

Произвольное местное сопротивление рассчитывается по формуле мм.вод.ст.:

$$\Delta h_m = \xi_m \cdot h_0, \quad (2.231)$$

где $\xi_m = 1$ – величина коэффициента местного сопротивления (значение принято при угле поворота воздухопровода 90° [3, с. 55];

$h_0 = 3,8$ – динамический напор, динамический напор, мм.вод.ст. (значение принято по скорости воздуха и температуре горячего воздуха $t_{гв}$, $^\circ\text{C}$ [3, с. 8]).

$$\Delta h_m = 1 \cdot 3,8 = 3,8 \text{ мм.вод.ст.}$$

Сопротивление трения воздухопровода рассчитывается по формуле, мм.вод.ст.:

$$\Delta h_{mp} = \lambda \cdot \frac{l}{d_3} \cdot h_0, \quad (2.232)$$

где $\lambda = 0,02$ – коэффициент трения [3, с. 53];

l – длина газохода, м;

$d_3 = 1,5$ – эквивалентный диаметр воздухопровода, м [3, с. 56].

Длину газохода ориентировочно можно оценить по формуле, м:

$$l = \frac{D_{ne}}{1,55 + 0,025 \cdot D_{ne}}, \quad (2.233)$$

где D_{ne} – паропроизводительность котла, кг/с (см. формулу (2.22)).

$$l = \frac{95,833}{1,55 + 0,025 \cdot 95,833} = 24,287 \text{ м.}$$

$$\Delta h_{mp} = 0,02 \cdot \frac{24,287}{1,5} \cdot 3,8 = 1,231 \text{ мм.вод.ст.}$$

Суммарное сопротивление воздухопровода горячего воздуха рассчитывается по формуле:

$$\Delta h_{\text{зв}} = \Delta h_{\text{м}} \cdot 2 + \Delta h_{\text{мп}} = 3,8 \cdot 2 + 1,231 = 8,831 \text{ мм.вод.ст.} \quad (2.234)$$

Расчет сопротивления топочных и горелочных устройств

Сопротивление горелки по вторичному воздуху с учетом потери с выходной скоростью выражается формулой, мм.вод.ст.:

$$\Delta h_{\text{гор}} = \xi_{\text{гор}} \cdot h_0, \quad (2.235)$$

где $\xi_{\text{гор}} = 1,6$ – коэффициент сопротивления горелочного устройства [3, с. 57];

$h_0 = 30$ – динамический напор, определяемый по скорости вторичного воздуха, мм.вод.ст. [3, с. 8].

$$\Delta h_{\text{гор}} = 1,6 \cdot 30 = 48 \text{ мм.вод.ст.}$$

Расчет самотяги

Величина самотяги любого вертикального участка воздушного тракта может быть рассчитана по формуле, Па:

$$h_c = \pm H \cdot g \cdot \left(1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{t_g + 273}\right), \quad (2.236)$$

где H – высота рассчитываемого участка тракта, м;

$g = 9,81$ – ускорение свободного падения, м²/с;

t_g – средняя температура воздуха на расчетном участке, °С.

Для участка воздухоподогревателя котла средняя температура воздуха есть полусумма температур холодного и горячего воздуха:

$$t_g = \frac{t_{\text{хв}} + t_{\text{зв}}}{2} = \frac{25 + 250}{2} = 137,5 \text{ °С.} \quad (2.237)$$

Расчетная высота воздухоподогревателя принимается равной полной высоте воздухоподогревателя. Так,

$$H = h_{\text{гн}}, \quad (2.238)$$

где h_{en} – см. формулу (2.163).

$$H = 5,4 \text{ м.}$$

Для участка воздухоподогревателя котла величина самотяги составляет:

$$h_c^{en} = 5,4 \cdot 9,81 \cdot (1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{137,5 + 273}) = 19,016 \text{ Па.}$$

Расчетная высота всего воздухопровода горячего воздуха $H_{г2}$ (см. рисунок 14) принимается из чертежа прототипа проектируемого котла. Так,

$$H = 6,35 \text{ м.} \quad (2.239)$$

Для всего воздухопровода горячего воздуха величина самотяги равна:

$$h_c^{г2} = -6,35 \cdot 9,81 \cdot (1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{250 + 273}) = -34,352 \text{ Па.}$$

Результирующая самотяга воздушного тракта котла рассчитывается по формуле, Па:

$$H_c = h_c^{en} + h_c^{г2} = 19,016 - 34,352 = -15,336 \text{ Па} = -1,534 \text{ мм.вод.ст.} \quad (2.240)$$

Расчет перепада полных давлений по воздушному тракту

Суммарное сопротивление воздушного тракта рассчитывается по формуле, мм.вод.ст.:

$$\Delta H_g = \Delta h_{впр} + \Delta h_{калориф} + \Delta h_{en} + \Delta h_{г2} + \Delta h_{гор}, \quad (2.241)$$

$$\Delta H_g = 15,971 + 40 + 79,32 + 8,831 + 48 = 192,122 \text{ мм.вод.ст.}$$

Перепад полных давлений по воздушному тракту определяется по формуле, мм.вод.ст.:

$$\Delta H_n = \Delta H_g - H_c - h'_m, \quad (2.242)$$

где h'_m – разрежение в топке на уровне ввода воздуха, мм.вод.ст.

Разрежение в топке на уровне ввода воздуха определяется по приближенной формуле, мм.вод.ст.

$$h'_m = h''_m + 0,95 \cdot H', \quad (2.243)$$

где h''_m – разрежение на выходе из топки (см. раздел 4.1);

$H' = 17,25$ – расстояние по вертикали между высшей точкой сечения выхода газов из топки и средним сечением ввода воздуха в топку, м (принимается из чертежа прототипа).

$$h'_m = -2,5 + 0,95 \cdot 17,25 = 13,888 \text{ мм.вод.ст.}$$

$$\Delta H_n = 192,122 + 1,534 - 13,888 = 179,768 \text{ мм.вод.ст.}$$

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

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

Для обеспечения надежной работы котельного агрегата при колебаниях барометрического давления, изменениях качества топлива, изменений в процессе эксплуатации сопротивлений трактов характеристики тягодутьевых машин выбираются с запасом, в частности: по производительности $\beta_1 = 1,1$ и по давлению $\beta_2 = 1,2$ [3, с. 59].

Полное давление, которое должен развивать дутьевой вентилятор, рассчитывается по формуле:

$$H_e = \beta_2 \cdot \Delta H_n = 1,2 \cdot 179,768 = 215,721 \text{ мм.вод.ст.} \quad (2.244)$$

Производительность вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$ – объем перемещаемого вентилятором воздуха в единицу времени, измеренный во входном сечении, определяется по формуле:

$$Q_p = \beta_1 \cdot V_e, \quad (2.245)$$

где V_e – расход воздуха при номинальной нагрузке котла, $\text{м}^3/\text{с}$.

Расход воздуха при номинальной нагрузке котла определяется по формуле, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$V_g = B_p \cdot V_g^0 \cdot (\alpha_m - \Delta\alpha_m - \Delta\alpha_{nl} + \Delta\alpha_{\text{эзн}}) \cdot \frac{t_{xв} + 273}{273}, \quad (2.246)$$

где B_p – расчетный расход топлива, кг/с (см. формулу (2.28));
 $\Delta\alpha_m$ – величина присосов воздуха в топке (см. раздел 2.4);
 V_g^0 – теоретический расход воздуха на горение, м³/кг (см. формулу (2.22));
 α_m – коэффициент избытка воздуха в топке (см. формулу (2.2));
 $\Delta\alpha_{nl}$ – присосы воздуха в системе пылеприготовления (см. формулу (2.2));
 $\Delta\alpha_{\text{эзн}}$ – присосы воздуха в воздухоподогревателе (см. формулу (2.2));
 $t_{xв}$ – температура холодного воздуха, °С (см. таблицу 1).

$$V_g = 12,997 \cdot 5,608 \cdot (1,2 - 0,05 - 0,04 + 0,03) \cdot \frac{25 + 273}{273} = 90,698 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$Q_p = 1,1 \cdot 90,698 = 99,768 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Как правило, для обеспечения надежности работы котельной установки на один котёл устанавливаются два дутьевых вентилятора, соответственно производительность одного вентилятора, тыс. м³/ч, по которой осуществляется выбор типоразмера машин, определяется по формуле:

$$Q_g = \frac{Q_p}{2} = \frac{99,768}{2} = 49,884 \text{ м}^3/\text{с} = 179581,912 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

По найденным значениям производительности (Q_g , тыс. м³/ч) и напору (H_B , мм вод.ст.) выбирается необходимый типоразмер дутьевого вентилятора согласно методическим указаниям [3, с. 70].

Так, выбирается вентилятор ВДН-18-II с числом оборотов $n = 740$ об/мин. Коэффициент полезного действия вентилятора $\eta_B = 0,77$.

Расчетная мощность двигателя дутьевого вентилятора, кВт:

$$N_\delta = \beta_3 \cdot \frac{Q_p \cdot H_g \cdot 10^{-2}}{\eta_\delta}, \quad (2.247)$$

где $\beta_3 = 1,05$ – коэффициент запаса по потребляемой мощности.

$$N_{\delta} = 1,05 \cdot \frac{49,884 \cdot 215,721 \cdot 10^{-2}}{0,77} = 146,742 \text{ кВт.}$$

2.5 Расчет естественной циркуляции средней секции фронтального экрана

Целью расчета контура циркуляции является определение действительной скорости циркуляции, полезного напора и коэффициентов запаса на опрокидывание и застой циркуляции.

Для расчёта циркуляции по чертежам парогенератора выясняется циркуляционная схема, которая представлена на рисунке 15.

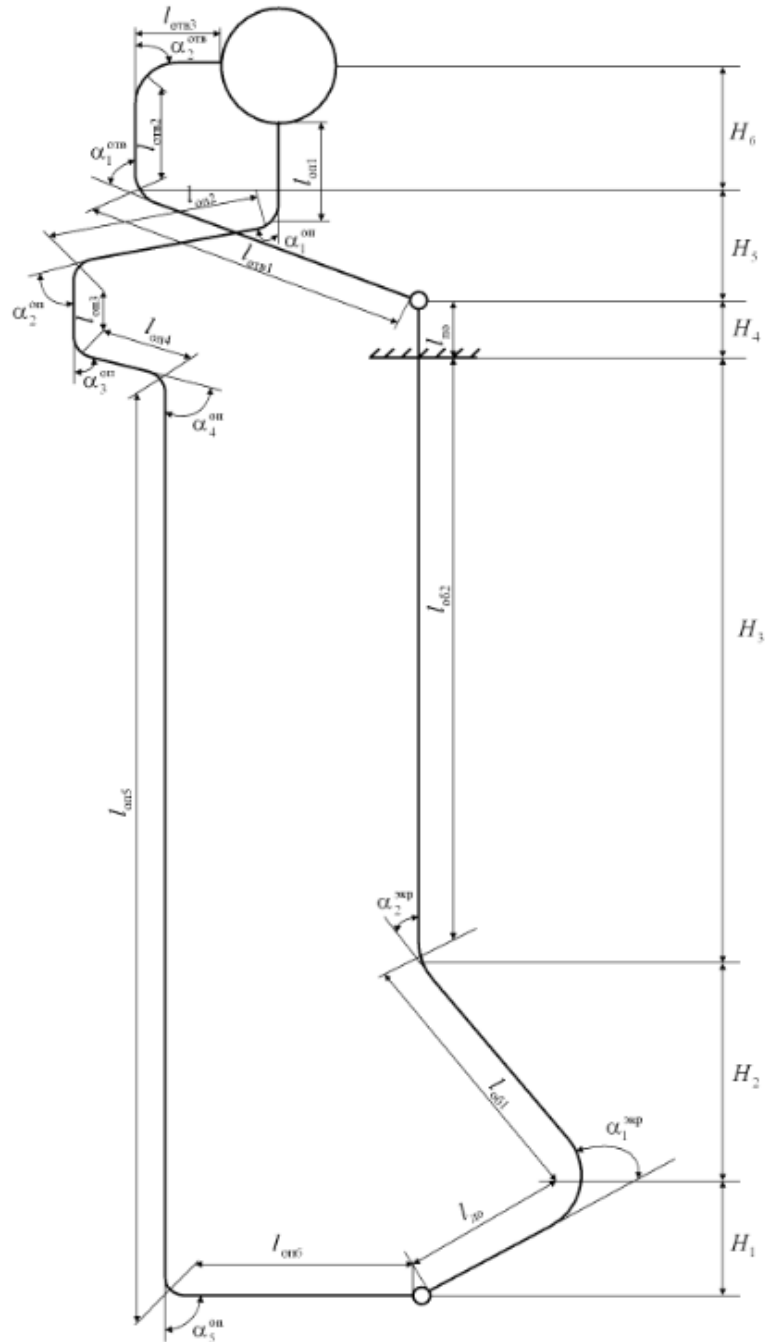


Рисунок 16 – Блок фронтального экрана котла БКЗ-320-140 с твердым шлакоудалением

Величины, обозначенные на рисунке 15, снимаются с чертежа прототипа проектируемого котла с учетом конструктивных изменений, которые были внедрены при тепловом расчете топочной камеры. Значения требуемых величин представлены в таблице 13.

Таблица 13 – Конструктивные данные к расчёту контура циркуляции

Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
-----------------------	-------------	---------	----------

1. Опускные трубы			
Внутренний диаметр труб, м	$d_{\text{вн}}^{\text{оп}}$	Задается	0,131
Количество опускных труб, шт	$n_{\text{оп}}$	Задается	2
Суммарное сечение опускных труб, м ²	$F_{\text{оп}}$	$\frac{\pi \cdot (d_{\text{вн}}^{\text{оп}})^2}{4} \cdot n_{\text{оп}}$	0,048
Высота опускных труб, м	$H_{\text{оп}}$	Чертеж котла	32,0625
Суммарная длина опускных труб, м	$l_{\text{оп}}$	Чертеж котла	36,3125
Углы гибов труб, °	$\alpha_1^{\text{оп}}, \alpha_2^{\text{оп}} \dots$	Чертеж котла	75, 75, 78, 78,50,60
Коэффициенты сопротивления поворотов в опускных трубах	$\xi_1^{\text{оп}}, \xi_2^{\text{оп}}, \dots$	Таблица 8 [4]	1,2;1,2;1,31;1,31;0,6;0,8
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в опускных трубах	$\sum \xi_{\text{пов}}^{\text{оп}}$	$\xi_1^{\text{оп}} + \xi_2^{\text{оп}} + \dots$	6,42
Коэффициент сопротивления входа из барабана в опускные трубы и выхода в нижний коллектор	$\xi_{\text{вх}}^{\text{оп}}, \xi_{\text{вых}}^{\text{оп}}$	Таблица 6 [4]	1,0; 1,3
Суммарный коэффициент местных сопротивлений опускных труб	$\sum \xi_{\text{мест}}^{\text{оп}}$	$\xi_{\text{вх}}^{\text{оп}} + \xi_{\text{вых}}^{\text{оп}}$	2,3
Приведенный коэффициент трения для опускных труб	$\lambda_0^{\text{оп}}$	Рисунок 3 [4] по величине $d_{\text{вн}}^{\text{оп}}$	0,13
2. Подъемные трубы			
Внутренний диаметр труб, м	$d_{\text{вн}}^{\text{экр}}$	Задается	0,048
Шаг труб в экране	$\frac{s}{d}$	Задается	0,08
Ширина экрана, включенная в контур, м	$B_{\text{экр}}$	Чертеж котла	3,025
Количество подъемных труб, шт	$n_{\text{экр}}$	$\frac{B_{\text{экр}}}{s} - 1$	37
Суммарное сечение	$F_{\text{экр}}$	$\frac{\pi \cdot (d_{\text{вн}}^{\text{экр}})^2}{4} \cdot n_{\text{экр}}$	0,067

подъемных труб, м ²			
Длина труб до обогрева, м	$l_{до}$	Чертеж котла	2,175
Длина обогреваемого участка труб, м	$l_{об}$	Чертеж котла	24,55
Длина труб после обогрева, м	$l_{по}$	Чертеж котла	3,75
Полная длина экранных труб, м	l_0	$l_{до} + l_{об} + l_{по}$	30,475
Высота труб до обогрева, м	$H_{до}$	Чертеж котла	1
Высота обогреваемой части труб, м	$H_{об}$	Чертеж котла	23,15
Высота участка после обогрева, м	$H_{по}$	Чертеж котла	2,85
Полная высота экранных труб, м	H_0	$H_{до} + H_{об} + H_{по}$	27
Углыгиба труб по высоте экрана, °	$\alpha_1^{экр}, \alpha_2^{экр}, \dots$	Чертеж котла	115; 45
Коэффициенты сопротивления поворота экранных труб	$\xi_1^{экр}, \xi_2^{экр}, \dots$	Таблица 8 [4]	0,5; 0,23
Суммарный коэффициент поворотов экранных труб	$\sum \xi_{пов}^{экр}$	$\xi_1^{экр} + \xi_2^{экр} + \dots$	0,73
3. Пароотводящие трубы			
Внутренний диаметр, м	$d_{вн}^{отв}$	Задается	0,131
Количество отводящих труб, шт	$n_{отв}$	Задается	3
Суммарное сечение отводя- щих труб, м ²	$F_{отв}$	$\frac{\pi \cdot (d_{вн}^{отв})^2}{4} \cdot n_{отв}$	0,04
Полная длина отводящих труб, м	$l_{отв}$	Чертеж котла	3,75
Высота отводящих труб, м	$H_{отв}$	Чертеж котла	2,85
Углыгибов труб, °	$\alpha_1^{отв}; \alpha_2^{отв}$	Чертеж котла	63;78

Коэффициент сопротивления поворотов в отводящих трубах	$\xi_1^{отв}, \xi_2^{отв}$	Таблица 8 [4]	0,88; 1,31
Суммарный коэффициент сопротивления отводящих труб	$\sum \xi_{пов}^{отв}$	$\xi_1^{отв} + \xi_2^{отв} + \dots$	2,19
Коэффициент сопротивления выхода из сборного коллектора и входа в барабан	$\xi_{вх}^{отв}, \xi_{вых}^{отв}$	Таблица 6 [4]	1;1,3
Суммарный коэффициент сопротивления входа – выхода паропроводящих труб	$\sum \xi_{мест}^{отв}$	$\xi_{вх}^{отв} + \xi_{вых}^{отв}$	2,3

В дальнейших расчетах неоднократно будут использоваться данные из теплового расчета котла. Для удобства они представлены в таблице 14.

Таблица 14 – Сводные данные из теплового расчёта котла

Наименование величины	Обозначение	Порядок определения	Величина
Паропроизводительность котла, кг/с	$D_{пе}$	См. тепловой расчёт	95,833
Давление пара в барабане котла, МПа	$P_б$	См. тепловой расчёт	16,5
Расчётный расход топлива, кг/с	B_p	См. тепловой расчёт	12,997
Полное тепловосприятие топки, кДж/кг	Q_l	См. тепловой расчёт	11248,379
Энтальпия воды на линии насыщения при давлении в барабане, кДж/кг	h'		1669,684
Плотность воды на линии насыщения при давлении в барабане, кг/м ³	ρ'		575,264
Плотность пара в тех же условиях, кг/м ³	ρ''		113,597
Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	r		894,882

Продолжение таблицы 14

Температура воды за водяным экономайзером, °С	$t''_{вэк}$	См. тепловой расчёт	308,597
---	-------------	---------------------	---------

Энтальпия воды за водяным экономайзером, кДж/кг	$h''_{вЭК}$	См. тепловой расчёт	1379,669
Среднее удельное тепловосприятие экранов топки, кДж/м ²	q_l	$\frac{B_p \cdot Q_l}{F_{СТ}}$	156,42
Ширина стены, занятая рассчитываемым контуром, м	$B_k = B_{ЭКР}$	Таблица 16	3,025
Поверхность стены, занятая экраном рассчитываемого контура, м ²	F_k	$l_{об} \cdot B_k$	74,264
Коэффициент неравномерности тепловосприятия по ширине стены топки	$\eta_{ш}$	Таблица 3 [4]	1,1
Полное тепловосприятие контура, кДж/с	Q_k	$F_k \cdot \eta_{ш} \cdot q_l$	12777,975

Расчёт контура циркуляции начинается с определения действительной скорости циркуляции и полезного напора. Расчёт выполняется на три различные скорости циркуляции посредством выполнения последовательных вычислений. Результаты расчета заносятся в таблицу 15.

Таблица 15 – Порядок расчета естественной циркуляции

Наименование величины	Расчётная формула	Величина		
		1	2	3
Скорость циркуляции, W_0 , м/с	Принимаются три значения (таблица 5 [4])	0,5	1	1,5
Расход циркулирующей жидкости, G , кг/с	$W_0 \cdot F_{ЭКР} \cdot \rho'$	19,271	38,543	57,814
Опускные трубы				
Скорость потока в опускающих трубах, $W_{оп}$, м/с	$\frac{G}{F_{оп} \cdot \rho'}$	0,837	1,675	2,512
Гидравлическое сопротивление опускающих труб, $\Delta P_{оп}$, Па	$(\lambda_0^{оп} \cdot l_{оп} + \sum \xi_{пов}^{оп} + \xi_{вх}^{оп} + \xi_{вых}^{оп}) \cdot \frac{W_{оп} \cdot \rho'}{2}$	2511,9 5	10047,8 017	15657,2 14
Подъёмные трубы экрана				
Кратность циркуляции в котле, K	Таблица 9 [4]	9		
Недогрев до кипения в барабане, Δh_6 , кДж/кг	$\frac{h' - h''_{вЭК}}{K}$	32,224		
Количество тепла, необходимого для подогрева воды до кипения, $Q_{ЭК}$, кДж/кг	$\Delta h_6 \cdot G$	620,99 8	1241,99 5	1862,99 2
Паропроизводительность паросодержащего участка	$\frac{Q_k - Q_{ЭК}}{r}$	13,585	12,891	12,197

контура, D_k , кг/с				
Средняя приведенная скорость пара, W_0'' , м/с	$\frac{0,5 \cdot D_k}{F_{\text{экp}} \cdot \rho''}$	0,895	0,849	0,803
Скорость пара на участке после обогрева (от потолка до сборного коллектора), $W_{\text{опo}}''$, м/с	$\frac{D_k}{F_{\text{экp}} \cdot \rho''}$	1,79	1,698	1,607
Средняя скорость смеси в обогреваемых трубах, $\bar{W}_{\text{см}}$, м/с	$W_0 + W_0'' \cdot \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right)$	1,219	1,682	2,145
Скорость смеси в участке после обогрева, $W_{\text{см.по}}''$, м/с	$W_0 + W_{\text{опo}}'' \cdot \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right)$	1,937	2,364	2,791
Среднее объёмное паросодержание в обогреваемой части, $\bar{\beta}$	$\frac{W_0''}{\bar{W}_{\text{см}}}$	0,734	0,505	0,374
Объёмное паросодержание в участке после обогрева, $\beta_{\text{по}}$	$\frac{W_{\text{опo}}''}{W_{\text{см.по}}}$	0,924	0,718	0,576
Коэффициент пропорциональности обогреваемой части, C	Рисунок 5 [4] (принимается по величине $\bar{W}_{\text{см}}$)	0,91	0,94	0,96
Коэффициент пропорциональности на участке после обогрева, $C_{\text{по}}$	Рисунок 5 [4] (принимается по величине $W_{\text{см.по}}$)	0,96	0,97	0,98
Среднее напорное паросодержание в обогреваемой части, $\bar{\varphi}$	$C \cdot \bar{\beta}$	0,668	0,475	0,359
Напорное паросодержание в участке после обогрева, $\varphi_{\text{по}}$	$C_{\text{по}} \cdot \beta_{\text{по}}$	0,887	0,697	0,564
Среднее напорное паросодержание в опускных трубах, $\bar{\varphi}_{\text{по}}$	Рисунок 14 [4] (принимается по давлению в циркуляционном контуре – P_6)	0,17	1,17	2,17

Высота экономайзерной части контура, $H_{эк}$, м	$H_{до} + \frac{\Delta h_б - \Delta h_{сн} - \Delta h_{оп} + \frac{\Delta h}{\Delta p} \cdot \rho' \cdot 10^{-4} \cdot (H_{оп} - H_{до} - \frac{\Delta P_{оп}}{10 \cdot \rho'})}{\frac{Q_k}{H_{оп} \cdot G} + \frac{\Delta h}{\Delta p} \cdot \rho' \cdot 10^{-4}}$ <p>где $\Delta h_б$ – недогрев в барабане, кДж/кг; $\Delta h_{оп} = 0$ – приращение энтальпии в опускных трубах, кДж/кг; $\Delta h_{сн}$ – определяется по рисунку 12[4]; $\frac{\Delta h}{\Delta p}$ – изменение энтальпии воды на линии насыщения при изменении давления воды на 1 МПа.</p>	2,089	2,919	3,687
Длина экономайзерной части, $l_{эк}$, м	Определяется по схеме контура и величине $H_{эк}$	3,8	4,85	5,9
Длина обогреваемой паросодержащей части трубы, $l_{пар.об}$, м	Определяется по схеме контура и величине $H_{эк}$	22	20,9	20,45
Длина необогреваемой паросодержащей части трубы (до входа в коллектор), $l_{по}$, м	Определяется по схеме контура и величине $H_{эк}$	0,85		
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в экономайзерной части труб, $\sum \xi_{пов}^э$	Количество поворотов определяется по схеме циркуляционного контура. Величины коэффициентов сопротивления найдены ранее (см. таблицу 13)	0,73		
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в обогреваемой паросодержащей части труб, $\sum \xi_{пов}^{об.пар}$	Количество поворотов определяется по схеме циркуляционного контура. Величины коэффициентов сопротивления найдены ранее (см. таблицу 13)	0,417		
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в необогреваемой паросодержащей части труб, $\sum \xi_{пов}^{но.пар}$	Количество поворотов определяется по схеме циркуляционного контура. Величины коэффициентов сопротивления найдены ранее (см. таблицу 13)	0		
Сопротивление входа в трубы из нижнего коллектора, $\xi_{вх}$	Таблица 7 [4] (принимается при $\frac{d}{d_{кол}} \leq 0,1$)	0,7		
Сопротивление выхода из необогреваемых труб в сборный коллектор, $\xi_{вых}$	Таблица 7 [4] (принимается при $\frac{d}{d_{кол}} \leq 0,1$)	0,4		
Высота паросодержащей,	По схеме от точки закипания до выхода из топки (за обмуровку)	21,45	20,65	19,8

обогреваемой части труб, $H_{\text{пар.об}}, \text{ м}$				
Движущий напор обогреваемой части, $S_{\text{об}}, \text{ Па}$	$\bar{\varphi} \cdot H_{\text{пар.об}} \cdot (\rho' - \rho'') \cdot 10$	66222,5847	45279,012	32892,64
Высота паросодержащей необогреваемой части труб, $H_{\text{по}}, \text{ м}$	Определяется по схеме циркуляционного контура от выхода за пределы обмуровки до сборного коллектора	0,85		
Движущий напор необогреваемой части труб, $S_{\text{по}}, \text{ Па}$	$\varphi_{\text{по}} \cdot H_{\text{по}} \cdot (\rho' - \rho'') \cdot 10$	3482,795	2736,79	2216,27
Полный движущий напор контура, $S_{\text{к}}, \text{ Па}$	$S_{\text{об}} + S_{\text{по}}$	69705,3797	48015,802	35108,909
Среднее массовое паросодержание обогреваемой части, \bar{x}	$\frac{0,5 \cdot D_{\text{к}}}{G}$	0,352	0,167	0,105
Массовое паросодержание в участке после обогрева, $x_{\text{по}}$	$\frac{D_{\text{к}}}{G}$	0,705	0,334	0,0,211
Скоростной напор во входном сечении, Па/м (из нижнего коллектора)	$\frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2}$	71,908	287,632	647,172
Коэффициент для расчёта потери давления на трение, ψ	Рисунок 11 [4] (по величинам W_0 и P_6)	1,44	1,21	1
Потеря давления в экономайзерной части, $\Delta P_{\text{эк}}, \text{ Па/м}^2$	$(\xi_{\text{вх}} + \lambda_0^{\text{экп}} \cdot l_{\text{эк}} + \sum \xi_{\text{пов}}^{\text{э}}) \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2}$, где $\lambda_0^{\text{экп}} = 0,3$ – приведенный коэффициент трения экранных труб (принимается по рисунку 3 [4] при $d_{\text{вн}}^{\text{экп}}$)	228,524	1053,02	2681,88
Потеря от трения в обогреваемой паросодержащей части, $\Delta P_{\text{тр.пар}}, \text{ Па/м}^2$	$\lambda_0^{\text{экп}} \cdot l_{\text{пар.об}} \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \cdot \left(1 + \psi \cdot \bar{x} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right)$	2234,125	5047,477	8707,167
Потеря от трения в участке после обогрева, $\Delta P_{\text{тр.по}}, \text{ Па/м}^2$	$\lambda_0^{\text{экп}} \cdot l_{\text{по}} \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \cdot \left(1 + \psi \cdot x_{\text{по}} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right)$	86,318	205,28	361,911
Потеря давления в поворотах и при выходе из трубы в участке после обогрева, $\Delta P_{\text{по}}, \text{ Па/м}^2$	$(\sum \xi_{\text{пов}}^{\text{но.пар}} + \xi_{\text{вых}}) \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \cdot \left(1 + \psi \cdot x_{\text{по}} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right)$	147,847	304,957	481,615

Сумма потерь давления, $\sum \Delta P_{\text{ЭКР}}, \text{Па/м}^2$	$\Delta P_{\text{ЭК}} + \Delta P_{\text{тр.пар}} + \Delta P_{\text{тр.по}} + \Delta P_{\text{по}}$	2696,8 15	6610,73 6	12232,5 75
Полезный напор экрана, $S_{\text{пол}}^{\text{ЭКР}}, \text{Па/м}^2$	$S_{\text{к}} - \sum \Delta P_{\text{ЭКР}}$	67008, 564	41405,0 66	22876,3 35
Отводящие трубы экрана (от сборного коллектора до барабана котла)				
Скорость пароводяной смеси в пароотводящих трубах, $W_{\text{см.отв}}, \text{м/с}$	$\frac{W_{\text{см.по}} \cdot F_{\text{ЭКР}}}{F_{\text{отв}}}$	3,245	3,959	4,674
Потери давления от трения в отводящих трубах, $\Delta P_{\text{тр}}^{\text{отв}}, \text{Па/м}^2$	$\lambda_0^{\text{отв}} \cdot l_{\text{отв}} \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \cdot \left(1 + \psi \cdot x_{\text{отв}} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right)$, где $x_{\text{отв}} = x_{\text{по}}$; $\lambda_0^{\text{отв}} = 0,18$ – приведенный коэффициент трения отводящих труб (принимается по рисунку 3 [4] при $d_{\text{вн}}^{\text{отв}}$)	180,18 9	371,667	586,968
Потеря на трение на входе и в поворотах, $\Delta P_{\text{м}}, \text{Па/м}^2$	$\left(\sum \xi_{\text{пов}}^{\text{отв}} + \xi_{\text{вх}}\right) \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \cdot \left(1 + \psi \cdot x_{\text{отв}} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right)$	1068,1 98	2203,32	3479,67
Потеря на подъем смеси выше уровня воды в барабане котла, $\Delta P_{\text{в}}, \text{Па/м}^2$	$10 \cdot (1 - \varphi_{\text{отв}}) \cdot H_{\text{в}} \cdot (\rho' - \rho'')$, где $\varphi_{\text{отв}} = \varphi_{\text{по}}$	0		
Сумма потерь давления в отводящих трубах, $\sum \Delta P_{\text{отв}}, \text{Па/м}^2$	$\Delta P_{\text{тр}}^{\text{отв}} + \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_{\text{в}}$	1248,3 88	2574,98 7	4066,63 9
Движущий напор отводящих труб, $S_{\text{отв}}, \text{Па/м}^2$	$10 \cdot \varphi_{\text{по}} \cdot H_{\text{отв}} \cdot (\rho' - \rho'')$	11677, 607	9176,29 5	7431,02 5
Полезный напор отводящих труб, $S_{\text{пол}}^{\text{отв}}, \text{Па/м}^2$	$S_{\text{отв}} - \sum \Delta P_{\text{отв}}$	10429, 219	6601,30 786	3364,38 58
Полезный напор контура, $S_{\text{пол}}^{\text{к}}, \text{Па/м}^2$	$S_{\text{пол}}^{\text{отв}} + S_{\text{пол}}^{\text{ЭКР}}$	77437, 783	48006,3 74	26240,7 21

По результатам расчета строится график зависимости полезного напора контура $S_{\text{пол}}^{\text{к}}$ от W_0 и гидравлического сопротивления опускных труб $\Delta P_{\text{оп}}$ от W_0 .

Пересечение этих двух кривых дает истинное значение скорости циркуляции W_0 и полезного напора $S_{\text{пол}}^{\text{к}}$. График представлен на рисунке 17.

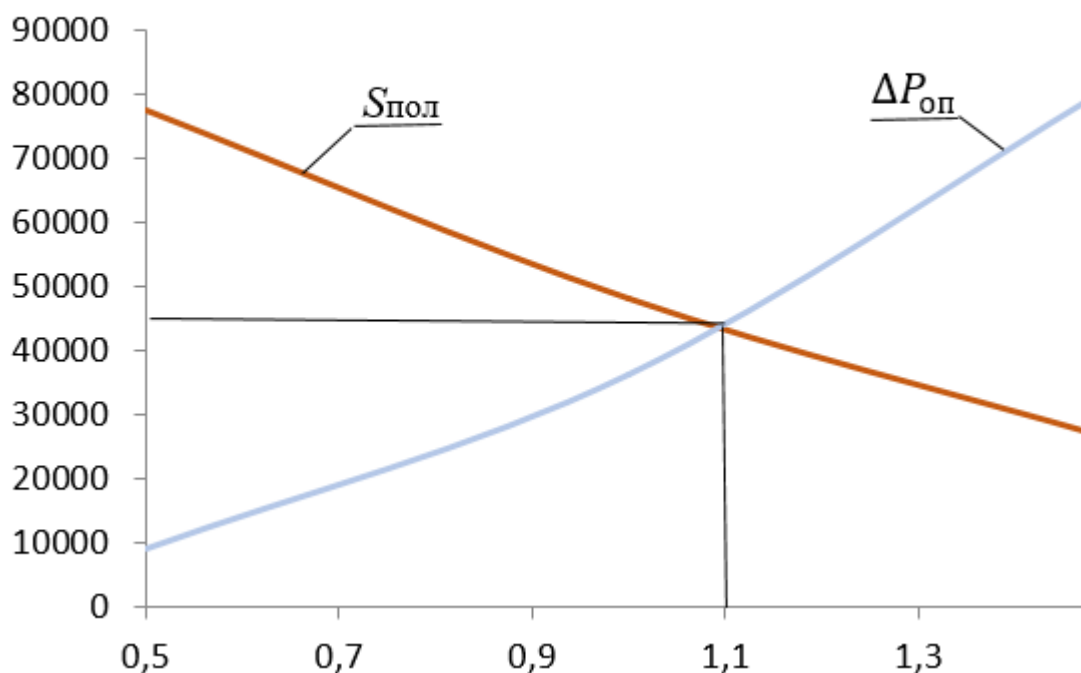


Рисунок 17 – Гидравлическая характеристика контура циркуляции

По найденным из графика значениям действительной скорости и полезного напора циркуляции ($S_{пол} = 450000 \text{ Па/м}^2$ и $W_0 = 1,1 \text{ м/с}$) выполняется оценка возможности застоя и опрокидывания циркуляции посредством выполнения последовательных вычислений. Результаты расчетов приведены в таблицах 16 и 17 соответственно.

Таблица 16 – Проверка возможности застоя циркуляции

Наименование величины	Расчётная формула	Величина
Средняя приведенная скорость пара в обогреваемой части, \bar{W}_0'' , м/с	$\frac{0,5 \cdot Q_k}{r \cdot \rho'' \cdot F_{экр}}$	0,9407
Приведенная скорость пара в обогреваемой части, $W_{0по}''$, м/с	$\frac{Q_k}{r \cdot \rho'' \cdot F_{экр}}$	1,881
Коэффициент неравномерности тепловосприятости развернутой трубы, η_T	Таблица 4 [4]	1,1
Коэффициент конструктивной нетождественности, η_K . Учитывает наличие отдельных труб, обогрев поверхности которых отличается от условий обогрева других	В задачах с упрощенной постановкой можно принять $\eta_K = 1$	1
Средняя приведённая скорость пара в обогреваемой части развернутой трубы, $\bar{W}_{от}''$, м/с	$\eta_T \cdot \eta_K \cdot \bar{W}_0''$	1,035
Конечная приведённая скорость пара в обогреваемой части развернутой трубы, $\bar{W}'_{от}$, м/с	$\eta_T \cdot \eta_K \cdot \bar{W}_{0по}''$	2,069
Среднее напорное паросодержание застоя в обогреваемой части развернутой трубы, $\bar{\varphi}_з$	Рисунок 6, б [4] (принимается по величинам \bar{W}_0'' и P_6)	0,77

Напорное паросодержание застоя в участке после обогрева развернутой трубы, $\varphi_{зпо}$	Рисунок 13 [4] (принимается по величинам \bar{W}_0'' и P_6)	0,93
Напор застоя в развернутой трубе, $S_з$, Па/см ²	$10 \cdot (H_{об} \cdot \bar{\varphi}_з + H_{по} \cdot \varphi_{зпо}) \cdot (\rho' - \rho'')$	64597,277
Полезный напор экрана, $S_{пол}$, Па/м ²	Определен ранее (см. рисунок 16)	40500
Коэффициент запаса по застою, $S_з/S_{пол}$	$\frac{S_з}{S_{пол}} > 1,1$ (1,2)	2,3357
Средняя приведенная скорость пара при спускном движении в обогреваемой части, $\bar{W}_{об}''$, м/с	$\bar{W}_{об}'' = \bar{W}_0''$ (см. таблицу 14)	0,9407
Средняя приведенная скорость пара при спускном движении на участке до обогрева, $\bar{W}_{до}''$, м/с	$\bar{W}_{до}'' = W_{до}''$ (см. таблицу 14)	1,881
Средняя приведенная скорость пара в экране при опускном движении, $\bar{W}_{эл}''$, м/с	$\frac{\bar{W}_{об}'' \cdot H_{об} + \bar{W}_{до}'' \cdot H_{до}}{H_0 - H_{по}}$	0,979
Средняя приведенная скорость пара в развернутой трубе при опускном движении, $\bar{W}_{от}''$, м/с	$\eta_T \cdot \eta_K \cdot \bar{W}_{эл}''$	1,077
Полный коэффициент гидравлического сопротивления труб, Z	$\lambda_0^{экp} \cdot l_0 \cdot \sum \xi_M$, где $\sum \xi_M = \sum \xi_{пов}^{экp} + \xi_{вх} + \xi_{вых}$ – сумма местных сопротивлений по всей высоте экранных труб	25,654
Удельный коэффициент сопротивления экрана, Z/H_0	$\frac{Z}{H_0}$, где H_0 – высота по вертикали от нижнего (раздающего) до верхнего (сборного) коллектора	0,95
Удельный напор опрокидывания циркуляции, $S_{опр}^{уд}$, Па/(м ² ·м)	Номограмма (рисунок 6, а [4])	2700
Напор опрокидывания в экране, $S_{опр}$, Па/м ²	$S_{опр}^{уд} \cdot (H_0 - H_{по})$	65205
Коэффициент запаса по опрокидыванию, $S_{опр}/S_{пол}$	$\frac{S_{опр}}{S_{пол}} > 1,1$ (1,2)	1,61

Коэффициент запаса по застою циркуляции $\frac{S_з}{S_{пол}} = 1,61$ удовлетворяет условию $\frac{S_з}{S_{пол}} > 1,1$ (1,2), что свидетельствует о возможности работы спроектированного котельного агрегата при заданных расчетных значениях.

Коэффициент запаса по опрокидыванию также удовлетворяет условию $\frac{S_{опр}}{S_{пол}} > 1,1$ (1,2), следовательно, возможность опрокидывания циркуляции минимальна.

2.6 Расчет экологического эффекта

При модернизации конструктивных решений котельного агрегата БКЗ-320 меняется расход топлива, поэтому необходимо провести расчет выбросов вредных веществ. Расчет производится на выбросы оксида серы, оксида азота и твердые частицы.

Массовый выброс серы, г/с:

$$M_{SO_2} = 0,02 * B * S_p * \left(1 - \frac{\eta'_{so2}}{100}\right) * \left(1 - \frac{\eta''_{so2}}{100}\right), \quad (2.249)$$

где B – расход топлива (2.11);
 S^p – содержание серы (см. таблицу 4);
 $\eta'_{SO_2} = 0,1$ (доля оксидов серы, связываемых летучей золой в котле);
 η''_{SO_2} – доля сернистого газа, уловленного в золоуловителе (для сухого ЗУ = 0%).

Массовые выбросы золы в дымовую трубу рассчитываются по формуле:

$$M_{ТВ} = (0,01 \cdot B \cdot (a_{yH} \cdot A^p + q_4 \cdot \frac{Q_H^p}{32,68}) + \Delta M_{ТВ}) \cdot (1 - \eta_{зу}), \quad (2.250)$$

где B – см. формулу (2.11);

A^p – см. таблицу (см. таблицу 4);

q_4 – потери тепла с механическим недожогом (для каменных углей, сжигаемых в камерной топке с твердым шлакоудалением, принимается $q_4 = 1,5$);

Q_H^p – теплота сгорания топлива (см. таблицу 4);

a_{yH} – то же самое, что и в формуле 2.66;

$\eta_{зу}$ – КПД золоуловителя, (99 %);

$\Delta M_{ТВ}$ – Увеличение количества твердых частиц при связывании оксидов серы с минеральной частью топлива.

$$\Delta M_{ТВ} = 0,02 \cdot B \cdot S_p - M_{SO_2}, \quad (2.251)$$

Удельные выбросы оксидов азота, г/МДж, складывается из топливных и воздушных оксидов азота:

$$K_{NO_2} = K_{NO_2}^{топл} + K_{NO_2}^{возд}, \quad (2.252)$$

Топливные оксиды азота, г/МДж, находят по формуле:

$$K_{NO_2}^{топл} = 0,12 \cdot \xi_{NOx} \cdot \beta_{\alpha r} \cdot \beta_{\alpha 1} \cdot \beta_R \cdot \beta_u \cdot \beta_{cm}, \quad (2.253)$$

где ξ_{NOx} – Безразмерный коэффициент, учитывающий характеристики топлива;

$\beta_{\alpha r}$ – коэффициент влияния избытка воздуха в горелке;

$\beta_{\alpha 1}$ – коэффициент влияния доли первичного воздуха;

β_R – коэффициент влияния рециркуляции дымовых газов в первичный воздух;

β_u – коэффициент влияния максимальной температуры на участке;

β_{cm} – коэффициент влияния смесеобразования в корне горелки.

$$\xi_{NOx} = FR^{0,6} + (1 + N_d), \quad (2.254)$$

где FR – топливный коэффициент, учитывающий характеристики топлива, равный отношению связанного углерода к выходу летучих веществ на рабочую массу;

N_d – содержание азота в топливе на сухую массу, %.

$$FR = \frac{C^{CB}}{V^{\Gamma}}, \quad (2.255)$$

где C^{CB} – связанный углерод топлива;

V^{Γ} – выход летучих веществ на рабочую массу.

$$C^{CB} = 100 - W_p - A_p - V^{\Gamma}, \quad (2.301)$$

где W_p – влажность на рабочую массу, %;

A_p – зольность на рабочую массу, %.

Таблица 16 – Удельные показатели для выбросов твердых частиц

Показатель, ед. измерения	Расчетное значение (до изменений)	Расчетное значение (после изменений)	Нормативное значение
Максимальный удельный выброс загрязняющего вещества на единицу тепловой энергии, г/МДж	0,045	0,035	0,02
Удельные массовые выбросы, кг/т.у.т.	1,323	1,193	0,59
Массовая концентрация, мг/м ³	113,097	44,388	50

Таблица 17 – Удельные показатели для выбросов оксидов серы

Показатель, ед. измерения	Расчетное значение (до изменений)	Расчетное значение (после изменений)	Нормативное значение
Максимальный удельный выброс загрязняющего вещества на единицу тепловой энергии, г/МДж	0,005	0,005	0,300
Удельные массовые выбросы, кг/т.у.т.	0,143	0,154	8,800
Массовая концентрация, мг/м ³	2,237	1,193	700

Таблица 18 – Удельные показатели для выбросов оксидов азота

Показатель, ед. измерения	Расчетное значение (до изменений)	Расчетное значение (после изменений)	Нормативное значение
Максимальный удельный выброс	0,011	0,013	0,13

загрязняющего вещества на единицу тепловой энергии, г/МДж			
Удельные массовые выбросы, кг/т.у.т.	0,313	0,369	3,81
Массовая концентрация, мг/м ³	29,834	44,388	350

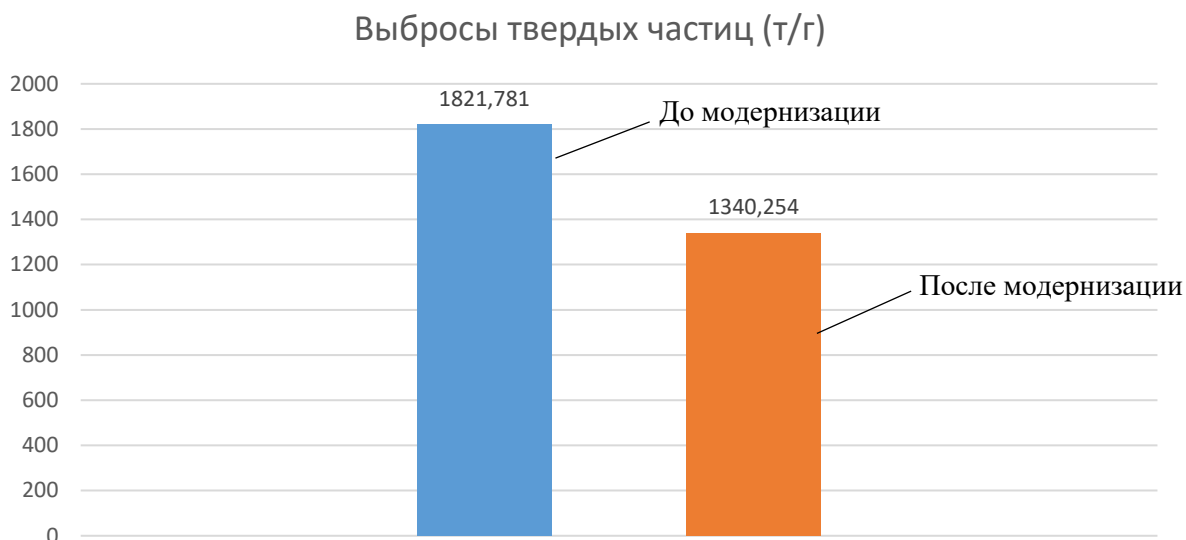


Рисунок 18 – Сравнение выбросов твердых части

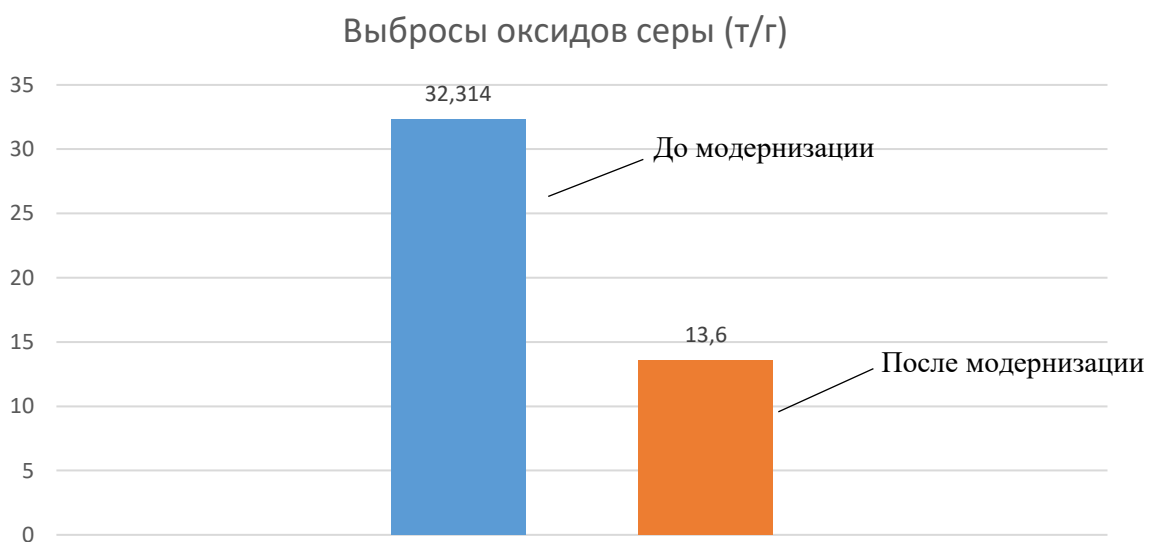


Рисунок 19 – Сравнение выбросов оксидов серы

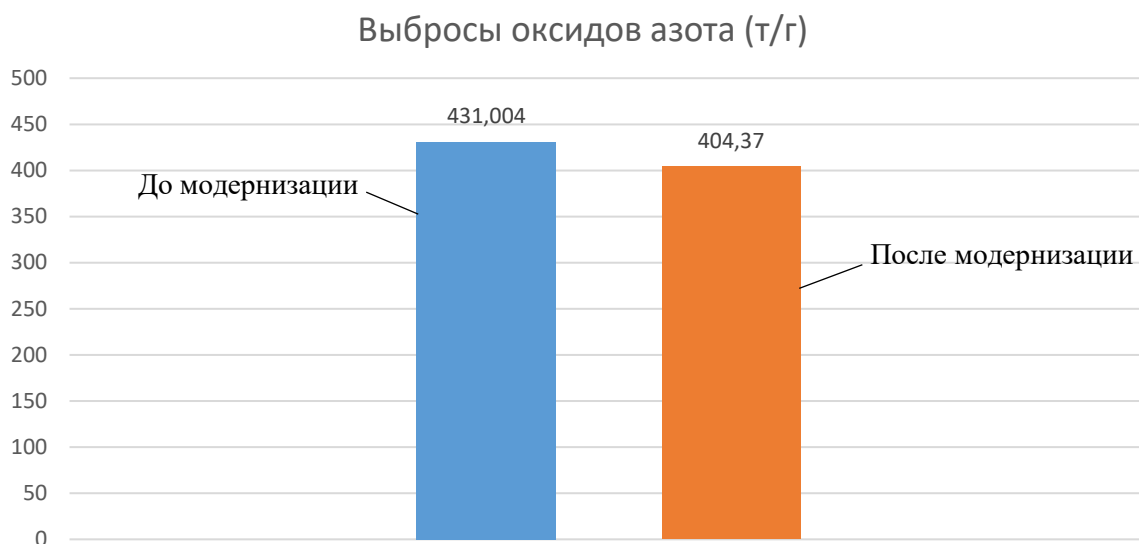


Рисунок 20 – Сравнение выбросов оксидов азота

2.7 Расчет экономического эффекта проекта

2.7.1 Капитальные вложения

На основании теплового, аэродинамического расчета, а также расчета системы пылеприготовления можно составить смету затрат.

Таблица 21 – Объем реконструкции

Наименование работ	Затраты млн руб
Реконструкция поверхностей нагрева	102,46
Реконструкция горелочных устройств	40,63
Замена сушильного агента, ДРГ	15,37
Установка сопел нижнего дутья	25,33
Реализация газозаборной шахты	10,59
Газоходы и воздухопроводы	196,98
Итого	416 366 398 руб

2.7.2 Себестоимость отпускаемой энергии

Расчет себестоимости отпускаемой энергии производится по методическим указаниям. Полученные результаты занесены в таблицу.

Таблица 22 – Себестоимость отпускаемой энергии

Наименование	Значение
Себестоимость отпускаемой электроэнергии, руб./кВт·ч	0,84

Себестоимость отпускаемой тепловой энергии, руб./Гкал	913,62
Затраты на топливо, млн руб/год	2018,86

2.7.3 Эффективность инвестиционного проекта

Выручка от реализации тепловой и электрической энергии от ТЭЦ составит, млн руб:

$$\text{ВРП} = T_{\text{э}} \cdot W_{\text{отп}} + T_{\text{т}} \cdot Q_{\text{отп}}, \quad (2.301)$$

где $T_{\text{э}}, T_{\text{т}}$ – тарифы на тепловую и электрическую энергию;

Доход от основной деятельности, млн руб:

$$D_{\text{осн}} = \text{ВРП} - C_{\text{полн}}, \quad (2.302)$$

где $C_{\text{полн}}$ – полная себестоимость производства и отпуска тепловой и электрической энергии, млн руб.

Налог на прибыль по ставке 20% составит, млн руб:

$$H_{\text{пр}} = D_{\text{осн}} \cdot 0,2, \quad (2.303)$$

где $D_{\text{осн}}$ – то же, что и в формуле (2.302).

Чистая прибыль, млн руб:

$$\text{ЧП} = D_{\text{осн}} - H_{\text{пр}}, \quad (2.304)$$

где $D_{\text{осн}}$ – то же, что и в формуле (2.302);
 $H_{\text{пр}}$ – то же, что и в формуле (2.303).

Чистый денежный поток, млн руб:

$$\text{ЧПД}_t = \text{ЧП}_t + A_t, \quad (2.305)$$

где ЧП_t – то же, что и в формуле (2.304);
 A_t – амортизационные отчисления в t-й год.

Чистый денежный поток нарастающим итогом, млн руб:

$$\text{ЧДПНИ}_t = \text{ЧДПНИ}_{t-1} + \text{ЧПД}_t, \quad (2.306)$$

Дисконтированный денежный поток, млн руб:

$$\text{ДДП}_t = \text{ЧДП}_t / (1 + r)^t, \quad (2.307)$$

где r – норма дисконта, 10%;

Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом, млн руб:

$$\text{ДДПНИ}_t = \text{ДДПНИ}_{t-1} + \text{ДДП}_t, \quad (2.308)$$

Расчет показателей коммерческой эффективности сведем в таблицу 19.

Таблица 19 – Расчет эффективности

Показатель и	Расчетный период														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Денежный поток, млн руб	-4160	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
ДПост		135 4	1366	1378,1	1390	1402	1414	1425	1437	1449	1461	1473	1485	149	1509
ЧДПт	-4160	135 4	1366	1378,1	1390	140	1414	1425	1437,9	1449	1461	1473	1485	1497	150
ЧДПНИт	-4160	- 360 3	- 2237	-859,4	530,6	1932	3346	4772	6210,6	7660,	9122,	10596	12081	1357 9	1508 9
ДДПт	-4160	123 1	1129	1035,4	949,4 5	870,5 6	798,1	731,7 4	670,80	614,8	563,6	516,5	473,4	433,8	397,5
ДДПНИт	-4160	- 372 6	- 2597	-1562,39	-612,9	257,6	1055,	1787, 5	2458,34 8	3073,2 3	3636,8 4	4153,3 9	4626,8 0	5060	5458
DPI	2,7														
PP	3,6														
DPP	3														
IRR	27%														
NPV	5822														

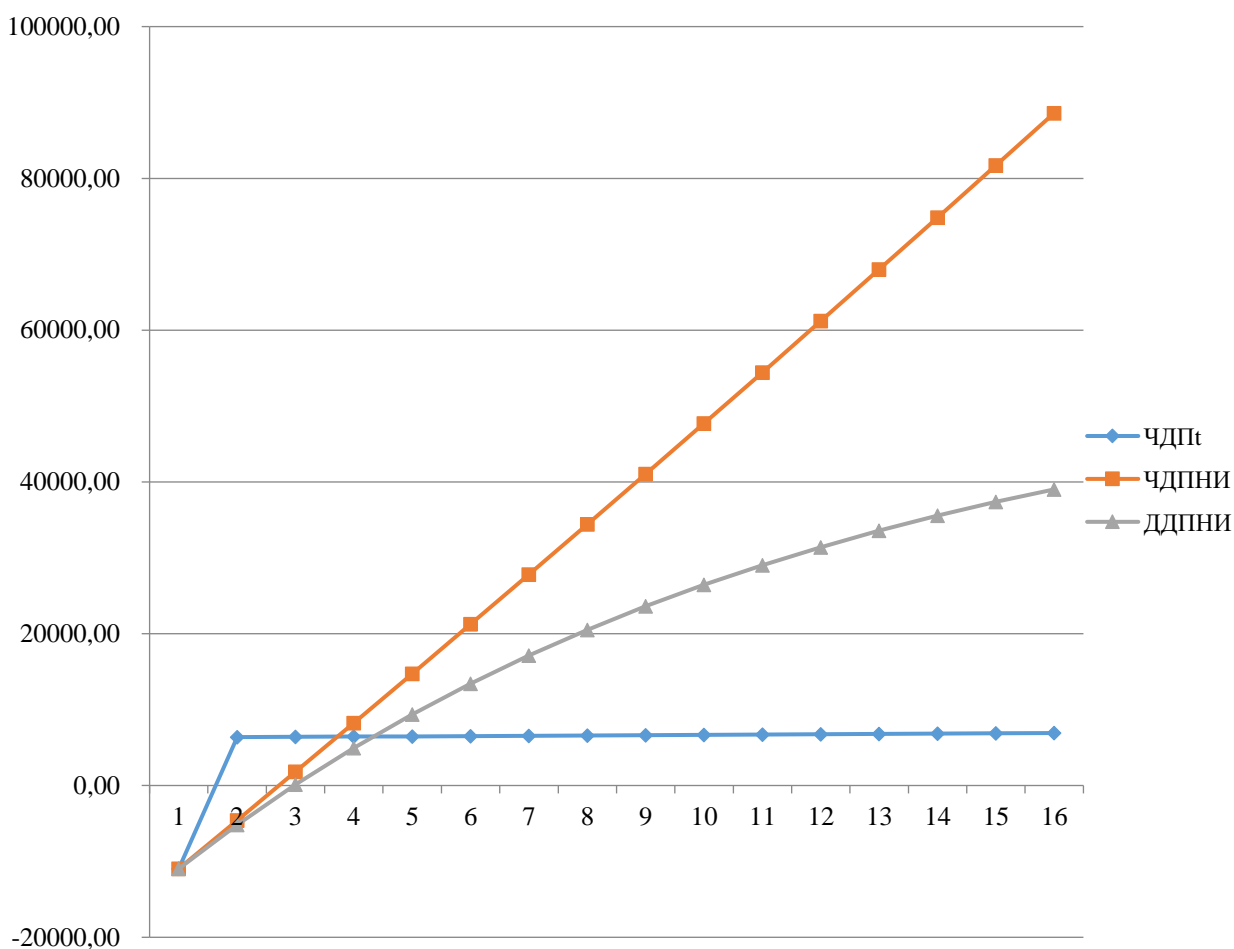


Рисунок 21 – Расчет сроков окупаемости проекта.

Простой срок окупаемости проекта составил 3,7 лет, дисконтированный срок окупаемости составил – 4,7 года.

2.7 Выводы по главе 2

В результате выполнения комплексного расчета котельного агрегата БКЗ-320-140 была определена и рассчитана конструкция парового котла для работы его на буром угле Бородинского месторождения. Ниже будут перечислены основные решения, принятые при проектировании и расчете котельного агрегата.

В зависимости от плавкостных характеристик топлива была выбрана конструкция топки с твердым шлакоудалением.

Температура горячего воздуха, подаваемого к горелочным устройствам, была выбрана из диапазона 270-300 °С, а именно $t_{гв} = 250$ °С.

Также по выбранной температуре горячего воздуха была выбрана одноступенчатая компоновка хвостовых поверхностей нагрева, то есть, одноступенчатый воздухоподогреватель и водяной экономайзер, расположенные в двухпоточной конвективной шахте котла.

По рекомендациям из методических указаний были выбраны и рассчитаны величины присосов и коэффициентов избытка воздуха, рассчитаны теоретические и действительные объемы продуктов сгорания и воздуха, а также найдены расчетные энтальпии их в диапазоне от 100 до 2300 °С.

Были рассчитаны величины потерь теплоты при работе котельного агрегата. Исходя из полученных данных был определен КПД котельного агрегата, равный $\eta_{ка}^{\bar{p}} = 91,5214 \%$.

Были оценены энтальпии, температуры и давления перегретого пара и продувочной воды, с учетом которых был найден полный расход топлива на котел, равный $B = 13,1287$ кг/с.

Расчет топочной камеры котла повлек за собой изменения в размерах ее по сравнению с размерами топочной камеры прототипа. Так, глубина топки была увеличена на 1 м. Такие изменения позволили достичь оптимальной температуры газов на выходе из топки $\mathcal{G}_m'' = 1075,858$ °С.

Расчет радиационного пароперегревателя позволил оценить значения температур газов и пара на входе и выходе из поверхности нагрева. Температура пара на выходе из РПП составляет $t_{pnn}'' = 367,75$ °С, на входе в РПП температура равна $t'_{pnn} = 349,856$ °С. Суммарная величина перегрева пара составляет 17,894 °С.

При расчете ширмовой поверхности пароперегревателя были также оценены значения температур и энтальпий газов и пара на входе и выходе из поверхности нагрева. Итого, температура газов на выходе из ширмового пароперегревателя составляет $\mathcal{G}_{шмн}'' = 992,58$ °С, температура пара на выходе из ширмового пароперегревателя составляет $t_{шмн}'' = 422,273$ °С.

Конвективный пароперегреватель по результатам расчетов был выбран двухпакетный. Итоговая площадь поверхности нагрева составила $F_{кпн} = 2258,182$ м², температура газов на входе в поверхность нагрева $\mathcal{G}'_{кпн} = 992,58$ °С, на выходе – $\mathcal{G}''_{кпн} = 690,019$ °С.

Расчет воздухоподогревателя позволил определить высоту и количество ходов воздуха в поверхности нагрева. Был принят двухходовой двухпоточный воздухоподогреватель с полной высотой $h_{взн} = 5,4$ м.

В результате расчета водяного экономайзера были определены основные конструктивные характеристики – высота пакета экономайзера, равная $h_{вэж} = 1,05$ м, а также общая площадь поверхности нагрева, равная $F_{вэж} = 2829,59$ м².

По завершении теплового расчета была определена относительная величина невязки, а также построен график распределения температур и тепловосприятий по газоходам котлам и эскиз конвективной шахты котла.

Результатом теплового расчета пылесистем стал выбор мельничного устройства, а именно молотковой мельницы ММТ-1500/3230/740. Была принята замкнутая схема пылеприготовления прямого вдувания и газовой сушкой

топлива. В качестве горелочных устройств была принята прямоточно-щелевая горелка, обеспечивающая перемешивание пылевоздушной смеси уже в топочном объеме в соответствии с требованиями по пожаробезопасности (исходное топливо высокорекреационное, использование вихревых горелок не разрешается по условию взрываемости).

Аэродинамический расчет котельной установки по газовому тракту позволил оценить суммарное сопротивление тракта, в результате чего был выбран дымосос Д-25х2ШБ с числом оборотов $n = 370$ об/мин. Коэффициент полезного действия дымососа $\eta_d = 0,34$. Мощность выбранного дымососа составляет $N_d = 378,252$ кВт.

Аналогично был рассчитан и воздушный тракт котла и определен типоразмер дутьевого вентилятора. Так, был принят дутьевой вентилятор ВДН-18-II с числом оборотов $n = 740$ об/мин и КПД $\eta_d = 0,77$. Мощность дутьевого составляет $N_g = 146,742$ кВт.

Коэффициент запаса по застою циркуляции $\frac{S_z}{S_{пол}} = 1,61$ удовлетворяет условию $\frac{S_z}{S_{пол}} > 1,1$ (1,2), что свидетельствует о возможности работы спроектированного котельного агрегата при заданных расчетных значениях.

Коэффициент запаса по опрокидыванию также удовлетворяет условию $\frac{S_{опр}}{S_{пол}} > 1,1$ (1,2), следовательно, возможность опрокидывания циркуляции минимальна.

По результатам расчета выбросов вредных веществ видно, что показатели выбросов не превышают нормативных значений.

Экономический расчет позволил выявить срок окупаемости проекта, который составил 4,7 года.

3 Результаты расчетного исследования работы котла БКЗ-320-140

Энергетическая стратегия России отводит Канско-Ачинскому бассейну статус федерального значения в энергетической безопасности и социально-экономического развития страны и ее регионов. Однако, главное отличие состава золы КАУ от многих других бурых углей в России – очень высокое содержание основных оксидов, которое может достигать более 60 %. Своеобразный состав золы проявился в серьезных затруднениях в практике использования КАУ в энергетике, прежде всего в шлаковании, а также интенсивно прогрессирующих и трудноудаляемых загрязнениях тепловоспринимающих поверхностей паровых котлов.

3.1 Эффект от реконструкции котельного агрегата

Котельный агрегат БКЗ-320-140 – вертикально-водотрубный, однобарабанный с естественной циркуляцией, с жидким шлакоудалением (рисунок 22).

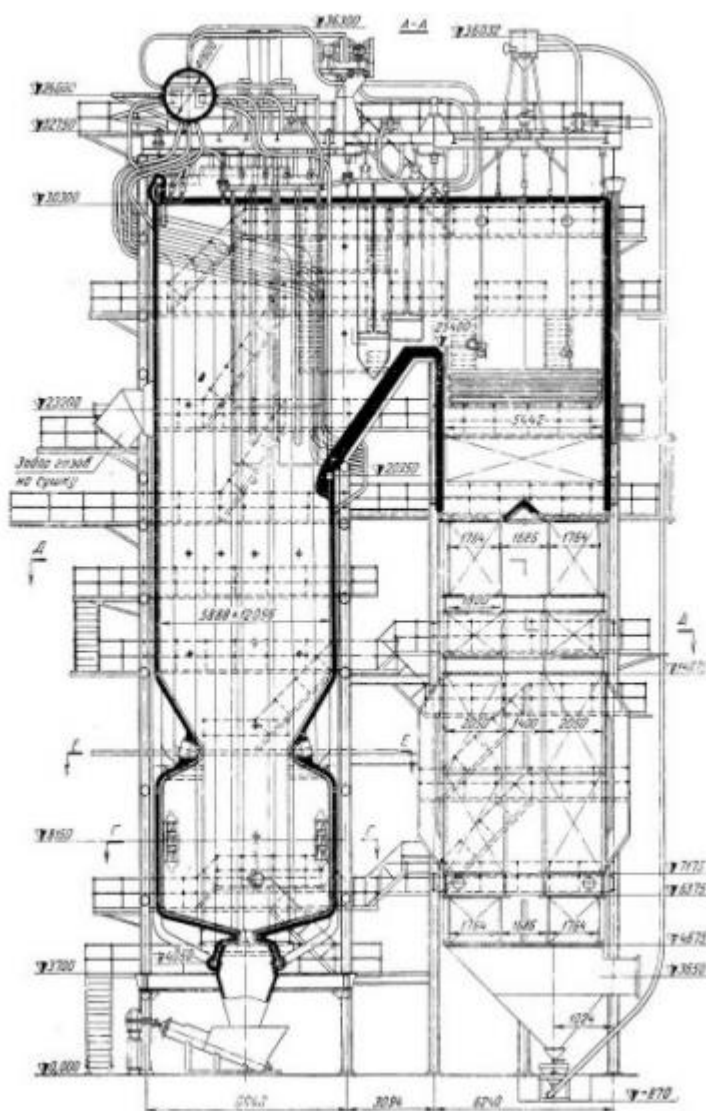


Рисунок 22 – Продольный разрез котельного агрегата БКЗ-320-140

Основные проблемы при сжигании топлива с жидким шлакоудалением – рост потери тепла с физическим теплом шлака (q_6), данная потеря значительно уменьшает КПД котельного агрегата; высокая концентрация NO_x . Поэтому модификация с твердым шлакоудалением значительно выигрывает по сравнению с проектным котлом.

Установка на котле прямоточных горелок способствует уменьшению аэродинамического сопротивления по сравнению с вихревыми горелками, что уменьшает расход электроэнергии на собственные нужды, а также достигается эффект понижения оксидов азота.

Схема каскадного подогрева воздуха позволяет увеличить температурный напор ВЗП и уменьшить температуру уходящих газов, а, следовательно, увеличить КПД котельного агрегата. Данный способ предусматривает направление лишь части поступающего в котёл атмосферного воздуха с предварительным подогревом до температуры, исключаяющей его низкотемпературную коррозию в холодную часть воздухоподогревателя.

Реализация газовой сушки угольной пыли с рециркуляцией отработанных газов позволяет снизить расход топлива и воздуха на котел, так как температура сушильного агента выше, что уменьшает вероятность попадания влажного топлива в топочную камеру котельного агрегата.

Организация нижнего дутья в топочной камере увеличивает тепловосприятие топочных экранов, за счет растягивания зоны горения, а также уменьшить потребу с механическим недожогом.

В ходе реконструкции котельного агрегата увеличилась глубина топочного объема для уменьшения температуры газов на выходе из топки, в целях исключения пережога труб ширмового пароперегревателя.

3.2 Результаты моделирования течения потока дымовых газов

Численное моделирование процесса осуществляется при помощи пакета программ ANSYS. ANSYS – универсальная программная система конечно-элементного анализа, предназначенная для моделирования реальных физических процессов. Данная система пользуется популярностью у инженеров – проектировщиков в области термодинамики, тепломассообмена, механики, электродинамики.

Модель топочной камеры преобразована в сетку с максимальным количеством ячеек – 421767 для более точного моделирования (рисунок 23).

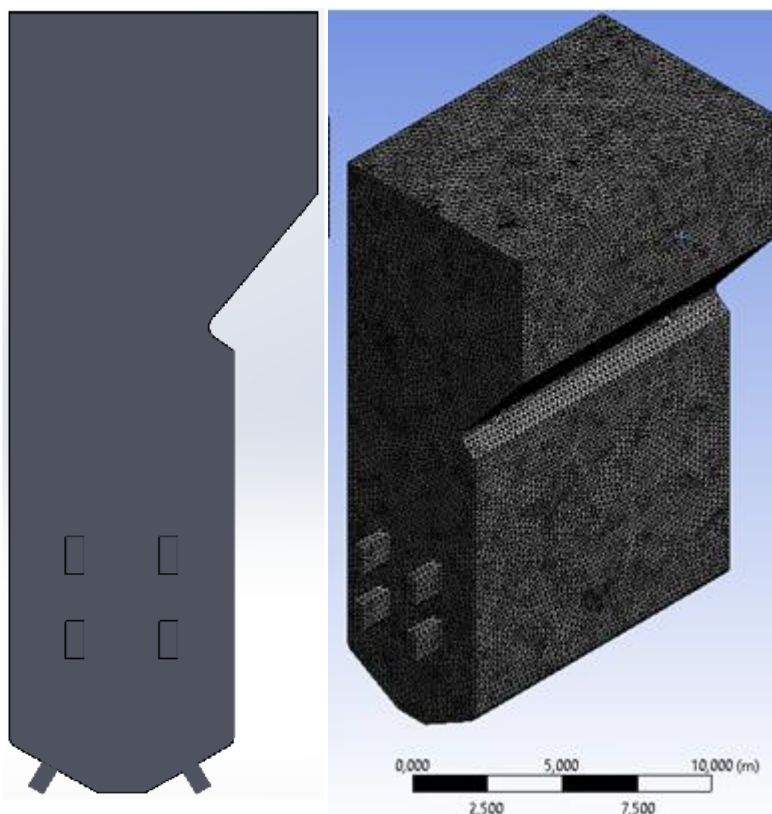


Рисунок 23 – Расчетная геометрия топочной камеры

Визуализация течения потока приведена на рисунке 24.

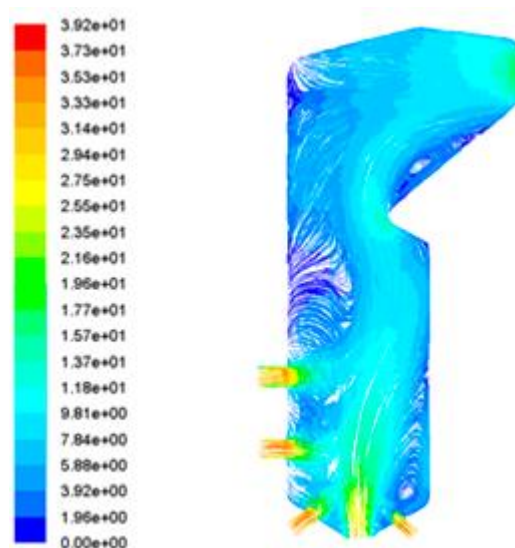


Рисунок 24 – Визуализация течения потока в топке

3.3 Визуализация реконструированной модели котельного агрегата

Для более наглядного отображения результатов реконструкции с технической точки зрения воссоздана 3D-модель котельного агрегата типа БКЗ-430-140 с твердым шлакоудалением и компоновкой хвостовых поверхностей нагрева в конвективной шахте котла. Результаты построения 3D-модели приведены на рисунке 25. Также, по построенной 3D-модели объекта, был разработан пакет конструкторской документации (Приложение А и Приложение Б).

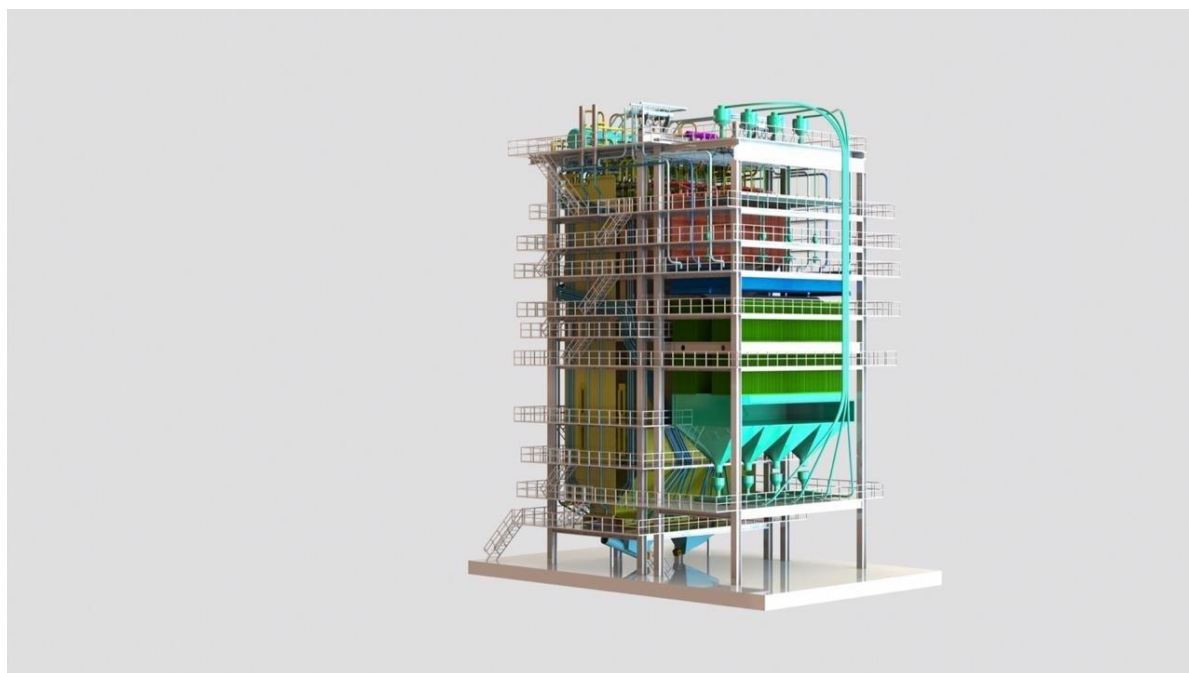


Рисунок 25 – Общий вид котла

3.4 Выводы по главе 3

По результатам расчетного исследования работы котла БКЗ-320-140 удалось повысить технико-экономические показатели при работе на шлакующих КАУ. В первую очередь решена проблема шлакования первых по ходу движения газов поверхностей нагрева путем перевода котельного агрегата на систему твердого шлакоудаления. Обеспечить равномерное теплораспределение и оптимальную скорость дымовых газов в топке котла удалось путем внедрения системы нижнего дутья и организации каскадного подогрева воздуха.

Исходя из результатов моделирования течения потока газов в топочном объеме, можно сделать вывод о корректности применения технологий, направленных на повышение технико-экономических показателей работы котла, повышения экономичности и экологичности котла, отраженных в главе 2.

Результатом построения 3D-модели котельного агрегата БКЗ-420-140, с учетом примененных в ходе проведения работы технологий, стала разработка пакета конструкторской документации в соответствии с техническими стандартами оформления графических чертежей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации решалась задача повышения технико-экономических показателей работы котельного агрегата БКЗ-320-140 с последующим повышением экологической составляющей станции в целом.

Для котлоагрегата БКЗ-320-140 разработаны технические решения в работе горелочных устройств, организации сушки топлива с высокой влажностью, в целях полного сжигания топлива. Произведен расчет воздушного баланса, горелок и пылесистем.

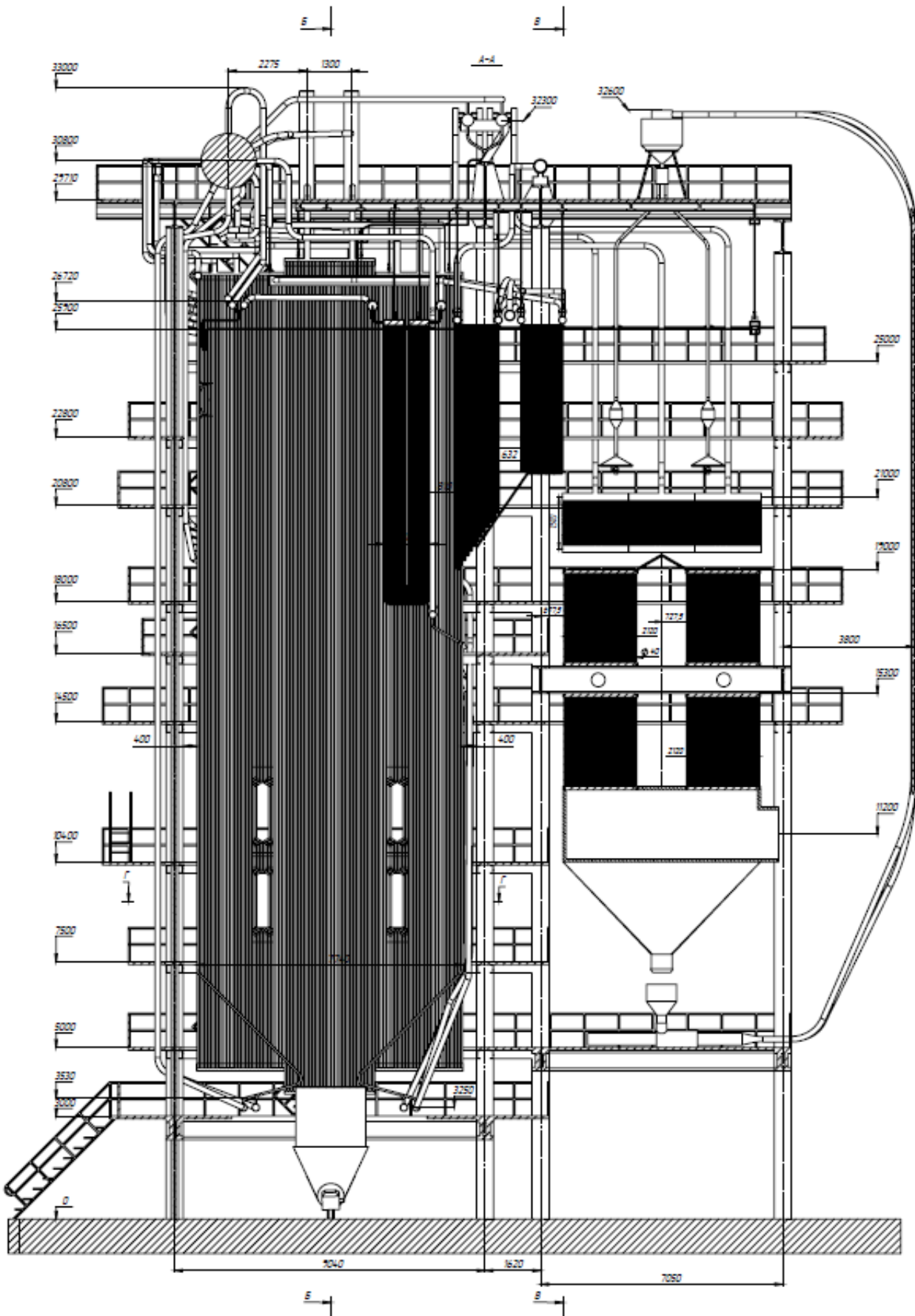
Рассчитан газоздушный тракт с применением каскадного подогрева воздуха, выбраны дутьевые вентиляторы и дымоходы.

В ходе теплового расчета выявлены конструктивные изменения в части топочной камеры, организация сопел для нижнего дутья. В ходе численного моделирования в программе ANSYS видно, что сопротивления газового тракта не превышают допустимые значения.

Расчет экологической составляющей показал снижение выбросов оксидов серы, азота и твердых частиц в ходе применения технологических и режимных решений.

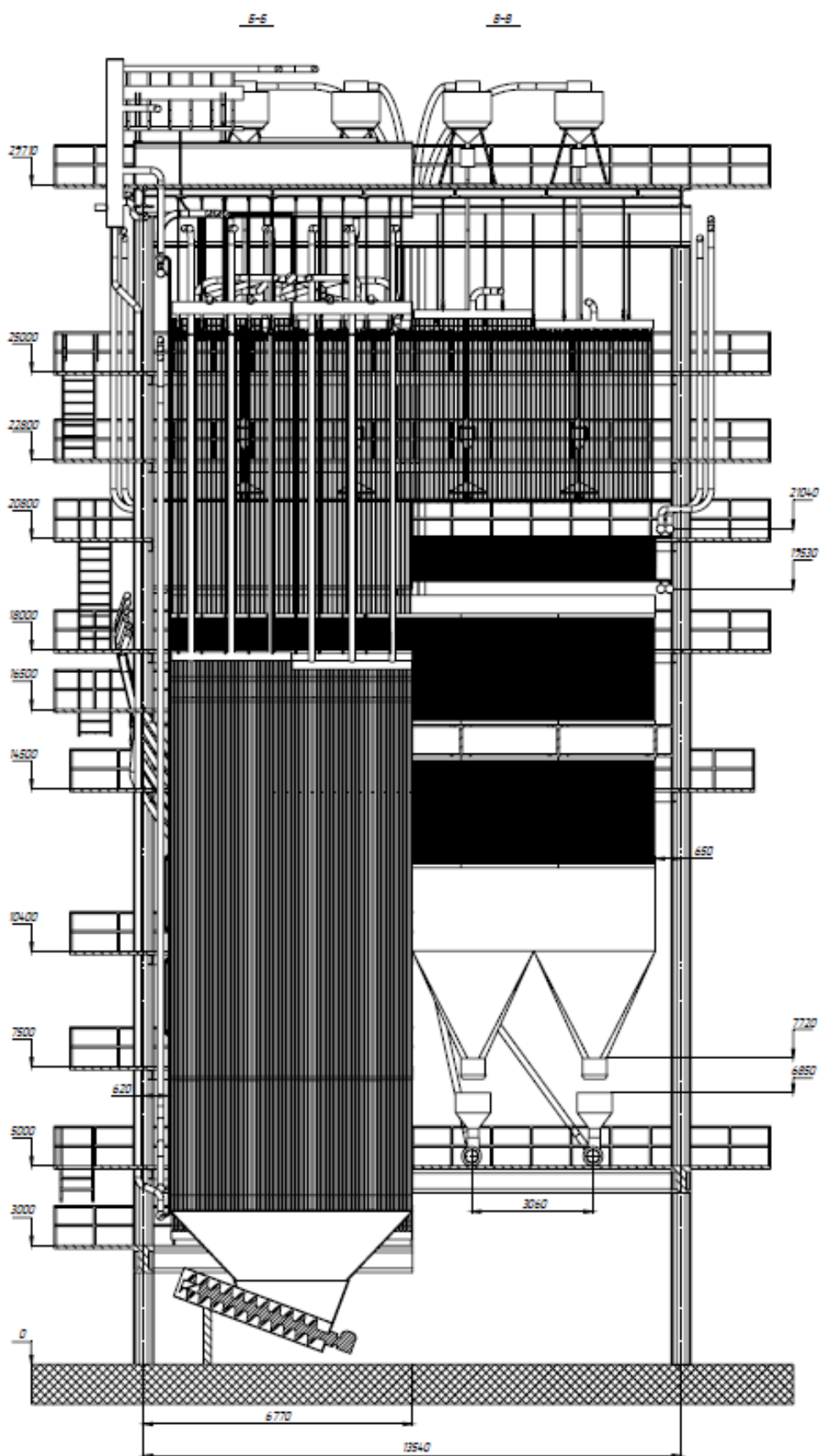
Экономический эффект показал, что проект является прибыльным, так как NPV больше 0. Экономический расчет позволил выявить срок окупаемости проекта, который составил 4,7 года.

ПРИЛОЖЕНИЕ А



№ 1- 00000 00180

ПРИЛОЖЕНИЕ Б



№ - 00109.002.00

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Усовершенствованная модель генерации оксидов азота в пылеугольных топках [Электронный ресурс] // Научная электронная библиотека eLibrary. – Режим доступа: <https://www.elibrary.ru>
2. Исследование и математическое моделирование топочных процессов для совершенствования технологии факельного сжигания Канско-Ачинских углей [Электронный ресурс] // Научная электронная библиотека eLibrary. – Режим доступа: <https://www.elibrary.ru>
3. Опыт модернизации устаревшего котельного оборудования с целью повышения их единичной мощности и улучшения технико-экономических и экологических характеристик [Электронный ресурс] // Научная электронная библиотека eLibrary. – Режим доступа: <https://www.elibrary.ru>
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. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (выбор и расчёт систем пылеприготовления и горелочных устройств котельных агрегатов): Учебное пособие // Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006 – 45 с.
6. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (аэродинамический расчёт котельных установок): Учебное пособие // Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006 – 71 с.
7. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (расчёт естественной циркуляции в контурах барабанных котлов): Учебное пособие // Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006 – 47с.
5. СТУ 7.5–07–2021 Система менеджмента качества. Общие требования к построению, изложению и оформлению документов учебной деятельности. Введен взамен СТО СТО 4.2–07–2014. Дата принятия: 2021 г. Красноярск: ИПК СФУ, 2021. 61 с.
8. Цыганок, А. П. Методическое пособие по проектированию ТЭС: методическое пособие // А.П. Цыганок. – Красноярск: ИПК СФУ, 2017 – 138 с.
9. Шмиголь, И. Н. Сероочистка дымовых газов для тепловых электростанций России: Методическое пособие // И. Н. Шмиголь. Москва: Издательство ВТИ, 2016 77 с.
10. РД 34.40.510-93 Типовая инструкция по эксплуатации конденсатного тракта и системы регенерации низкого давления энергоблоков мощностью 100-800 МВт на ТЭЦ и КЭС. – Введ. 01.01 1995. – Москва: РАО «ЕЭС России», 1995 – 31 с.
11. Рыжкин, В. Я. Тепловые электрические станции: учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности "Тепловые электрические станции" // В. Я. Рыжкин. – Москва: Издательство «Энергия», 1976 – 327 с.

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

Политехнический институт

институт

Теплотехники и гидрогазодинамики

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой



В.А. Кулагин

инициалы, фамилия

подпись

« 03 »

07 20 23 г

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Повышение основных технико-экономических показателей
котлоагрегата БКЗ-320-140 с твердым шлакоудалением на КАУ.

тема

13.04.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код-наименование направления

13.04.01.01 – Энергетика теплотехнологий

код-наименование магистерской программы

Руководитель



подпись, дата

профессор, д.т.н.

должность, учёная степень

А.П. Скуратов

инициалы, фамилия

Выпускник

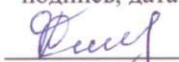


подпись, дата

А.Д. Власенко

инициалы, фамилия

Рецензент



подпись, дата

д.т.н.

должность, учёная степень

С.Г. Степанов

инициалы, фамилия

Красноярск 2023