

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Инженерная школа энергетики

Отделение/НОЦ Научно-образовательный центр И.Н. Бутакова

Направление подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника

Профиль Тепловые электрические станции

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы			
Эффективность газификации угля на примере Кемеровской ТЭЦ			
УДК 621.311.22:697.34:621.182.2-662.66:662.76.032			
Студент			
Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-5Б3А2	Шишкин Вячеслав Андреевич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель НОЦ И.Н. Бутакова ИШЭ	А.А. Абрамовских	-		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель Отделения социально-гуманитарных наук	Н.Г. Кузьмина	-		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент Отделения контроля и диагностики	М.В. Василевский	к.т.н., доцент		

Нормоконтроль

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель НОЦ И.Н. Бутакова ИШЭ	М.А. Вагнер	-		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель Отделения/НОЦ/ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Руководитель ООП	А.М. Антонова	к.т.н., доцент		

Томск – 2018 г.

Запланированные результаты обучения выпускника образовательной программы бакалавриата, указанными в ФГОС ВПО по направлению 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)
	<i>Универсальные компетенции</i>
P1	Осуществлять коммуникации в профессиональной среде и в обществе в целом, в том числе <i>на иностранном языке</i> , разрабатывать документацию, презентовать и защищать результаты <i>комплексной</i> инженерной деятельности.
P2	Эффективно работать индивидуально и в коллективе, в том числе междисциплинарном, с делением ответственности и полномочий при решении <i>комплексных</i> инженерных задач.
P3	Демонстрировать <i>личную</i> ответственность, приверженность и следовать профессиональной этике и нормам ведения <i>комплексной</i> инженерной деятельности с соблюдением правовых, социальных, экологических и культурных аспектов.
P4	Анализировать экономические проблемы и общественные процессы, участвовать в общественной жизни с учетом принятых в обществе моральных и правовых норм.
P5	К достижению должного уровня экологической безопасности, энерго- и ресурсосбережения на производстве, безопасности жизнедеятельности и физической подготовленности для обеспечения полноценной социальной и профессиональной деятельности.
P6	Осознавать необходимость и демонстрировать <i>способность к самостоятельному обучению в течение всей жизни</i> , непрерывному самосовершенствованию в инженерной профессии, организации обучения и тренинга производственного персонала.
	<i>Профессиональные компетенции</i>
P7	Применять <i>базовые</i> математические, естественнонаучные, социально-экономические знания в профессиональной деятельности <i>в широком</i> (в том числе междисциплинарном) контексте в <i>комплексной</i> инженерной деятельности в производстве тепловой и электрической энергии.
P8	Анализировать научно-техническую информацию, ставить, решать и публиковать результаты решения задач <i>комплексного</i> инженерного анализа с использованием <i>базовых и специальных</i> знаний, нормативной документации, современных аналитических методов, методов математического анализа и моделирования теоретического и экспериментального исследования.
P9	Проводить предварительное технико-экономическое обоснование проектных разработок объектов производства тепловой и электрической энергии, выполнять <i>комплексные</i> инженерные проекты с применением <i>базовых и специальных</i> знаний, <i>современных</i> методов проектирования для достижения <i>оптимальных</i> результатов, соответствующих техническому заданию <i>с учетом</i> нормативных документов, экономических, экологических, социальных и других ограничений.
P10	Проводить <i>комплексные</i> научные исследования в области производства тепловой и электрической энергии, включая поиск необходимой информации, эксперимент, анализ и интерпретацию данных, и их подготовку для составления обзоров, отчетов и научных публикаций с применением <i>базовых и специальных</i> знаний и <i>современных</i> методов.
P11	Использовать информационные технологии, использовать компьютер как

	средство работы с информацией и создания новой информации, осознавать опасности и угрозы в развитии современного информационного общества, соблюдать основные требования информационной безопасности.
P12	Выбирать и использовать необходимое оборудование для производства тепловой и электрической энергии, управлять технологическими объектами на основе АСУТП; использовать инструменты и технологии для ведения комплексной практической инженерной деятельности с учетом экономических, экологических, социальных и других ограничений.
	<i>Специальные профессиональные</i>
P13	Участвовать в выполнении работ по стандартизации и подготовке к сертификации технических средств, систем, процессов, оборудования и материалов теплоэнергетического производства, контролировать организацию метрологического обеспечения технологических процессов теплоэнергетического производства, составлять документацию по менеджменту качества технологических процессов на производственных участках.
P14	Организовывать рабочие места, управлять малыми коллективами исполнителей, к разработке оперативных планов работы первичных производственных подразделений, планированию работы персонала и фондов оплаты труда, организовывать обучение и тренинг производственного персонала, анализировать затраты и оценивать результаты деятельности первичных производственных подразделений, контролировать соблюдение технологической дисциплины.
P15	Использовать методики испытаний, наладки и ремонта технологического оборудования теплоэнергетического производства в соответствии с профилем работы, планировать и участвовать в проведении плановых испытаний и ремонтов технологического оборудования, монтажных, наладочных и пусковых работ, в том числе, при освоении нового оборудования и (или) технологических процессов.
P16	Организовывать работу персонала по обслуживанию технологического оборудования теплоэнергетического производства, контролировать техническое состояние и оценивать остаточный ресурс оборудования, организовывать профилактические осмотры и текущие ремонты, составлять заявки на оборудование, запасные части, готовить техническую документацию на ремонт, проводить работы по приемке и освоению вводимого оборудования.

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего
образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Инженерная школа энергетики

Отделение/НОЦ Научно-образовательный центр И.Н. Бутакова

Направление подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника

Профиль Тепловые электрические станции

УТВЕРЖДАЮ:

Руководитель профиля

А.М. Антонова

(Подпись)

(Дата)

ЗАДАНИЕ

на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

бакалаврской работы

(бакалаврской работы, /работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
3-5Б3А2	Шишкин Вячеслав Андреевич

Тема работы:

Эффективность газификации угля на примере Кемеровской ТЭЦ

Утверждена приказом директора (дата, номер)

Срок сдачи студентом выполненной работы:

1 июня 2018 года

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе

(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).

Объектом исследования является анализ возможности применения газификации твердого топлива и использование полученного синтез-газа для работы паротурбинных установок. Тепловая схема состоящая из котла, турбины, ПСГ, деаэратора и ПВД. Турбина работает с номинальным расходом через теплофикационный отбор.

<p>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов <i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i></p>	<p>Исходные данные; Анализ тепловой схемы блока; Расчет газификации угля; Анализ тепловой схемы блока с газификатором; Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение; Социальная ответственность; Заключение.</p>
--	---

<p>Перечень графического материала <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i></p>	<p>Принципиальная тепловая схема блока с турбиной ПТР-30-2,9; Принципиальная тепловая схема блока с турбиной ПТР-30-2,9 и газификатором; Аксонометрическая схема газопровода котла;</p>
--	---

Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы
(с указанием разделов)

Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент	Н.Г. Кузьмина, старший преподаватель Отделения социально-гуманитарных наук
Социальная ответственность	М.В. Василевский, доцент Отделения контроля и диагностики

Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	01.12.2017года
--	----------------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель НОЦ И.Н. Бутакова ИШЭ	А.А. Абрамовских			01.12.17

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-5Б3А2	Шишкин Вячеслав Андреевич		01.12.17

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа 211 страниц, 22 таблицы, 10 рисунков, 17 источников, 3 листа графического материала.

ГАЗИФИКАТОР, ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, СИНТЕЗ-ГАЗ, ГАЗОПРОВОД, ГОРЕЛКИ.

Цель работы – исследование эффективности газификации угля на примере Кемеровской ТЭЦ.

С помощью разработанной ВТИ методики расчета газификатора горнового типа, определим состав получаемого синтез-газа и его параметры.

В результате работы был выполнен расчет тепловой схемы Кемеровской ТЭЦ и ее параметров, проведен расчет газификации угля в газификаторе горнового типа с определением состава полученного синтез газа его теплотворной способности и температуры на выходе из газификатора, после чего была рассчитана схема с газификацией угля и параметры работы такой схемы.

Для проведения технико-экономического обоснования целесообразности перевода котла на сжигание синтез-газа были проведены тепловой расчет котла и гидравлический расчет газопровода с подбором подходящих горелок.

Рассмотрены вопросы производственной и экологической безопасности проекта.

Выпускная квалификационная работа выполнена в текстовом редакторе Microsoft Word 2013. Графическая часть выполнена в среде Компас 3D-V16.

Оглавление

Введение	9
1. Анализ тепловой схемы блока.....	11
1.1 Построение процесса расширения пара в турбине в h-S диаграмме ...	14
1.2 Расчет материального и теплового баланса схемы.....	18
1.3 Проверка материального баланса в схеме	22
1.4 Расчет тепловой экономичности схемы.....	24
2. Расчет газификации угля	26
2.1 Расчет уноса	27
2.2 Расчет условий надежного шлакоистечения	29
2.3 Расчет газообразования.....	31
2.4 Расчет температуры в реакторе	36
3. Анализ тепловой схемы блока с газификатором.....	40
3.1 Расчет теплоты сгорания синтез-газа	42
3.2 Определение расхода синтез-газа на котел	43
3.3 Определение массового расхода синтез-газа.....	43
3.4 Расчет материального и теплового баланса схемы с газификатором.	46
3.5 Проверка материального баланса в схеме	50
3.6 Расчет тепловой экономичности схемы.....	51
3.7 Выбор топлива для сравнительного анализа	53
4. Социальная ответственность	55
4.1 Производственная безопасность.....	56
4.2 Анализ выявленных вредных факторов	56
4.3 Анализ выявленных опасных факторов	61
4.4 Экологическая безопасность.....	63
4.5 Безопасность в чрезвычайных ситуациях.....	65
4.6 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности....	66
4.7 Заключение	67
5. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	68
5.1 Планирование работ и оценка времени их выполнения.....	68
5.2 Смета затрат на разработку проекта.....	69
5.3 Смета капитальных вложений	74
5.4 Оценка годового экономического эффекта.....	76
Заключение.....	78
Список использованных источников	79
Приложение А. Расчет газопровода и горелок.....	81
А.1. Расчет газопровода	81
А.2. Расчет и выбор горелочных устройств котла.....	86
Приложение Б. Тепловой расчет котельного агрегата	92

Б.1. Тепловой расчет котла.....	92
Б.2. Расчет объемов продуктов сгорания, объемных долей трехатомных газов в газоходах котла. Расчет энтальпии воздуха и продуктов сгорания	92
Б.3. Тепловой баланс котельного агрегата и определение расхода топлива	100
Б.4. Расчет теплообмена в топке.....	104
Б.5. Расчет конвективных поверхностей нагрева котла	116
Б.6. Невязка поверочного теплового расчета котлоагрегата.....	206

Введение

В России больше 70% оборудования ТЭС дорабатывает срок эксплуатации и устарело как физически так и морально. Требуется всеобщее его замещение современным оборудованием с применением новейших технологий производства тепловой и электрической энергии.

Желательно при замене оборудования ориентироваться на технологии использующие уголь, так как запасы природного газа при безудержном росте его экспорта и потребления могут быстро истощиться а требуется их сохранение для следующих поколений, доступные для добычи месторождения угля в России содержат больше трети его мировых запасов, и могут обеспечить энергетику страны на многие десятилетия вперед.

Перспективным направлением в этом вопросе является процесс газификации угля известный еще с середины XIX века, в то время с помощью данного процесса получали светильный газ который освещал улицы таких городов как Санкт-Петербург, Лондон и Париж.

В начале XX века появились первые транспортные средства работающие на полученном с помощью газификации газе, данная техника в следствии дороговизны нефтепродуктов эксплуатировалась вплоть до конца второй мировой войны.

В настоящее время в связи с истощением легкодоступных запасов нефти и газа, на данную технологию вновь обратили внимание, так с 1978 г. по 2003 г. было построено 72 предприятия газификации угля, из которых 23 находятся в США, 23 в Европе и 26 в Азии. Самая мощная станция использующая газификацию угля была построена в Южной Корее в 2000 г. - 950МВт.

В учетом всего выше сказанного можно утверждать что для России технология газификации твердого топлива имеет перспективы развития, в данной работе мы рассмотрим ее эффективность на примере Кемеровской ТЭЦ.

Практические результаты данной работы могут быть использованы как повод пристальней изучить современные возможности газификации твердого топлива и их применение в теплоэнергетике.

Кемеровская ТЭЦ одна из старейших электростанций г. Кемерово, ее строительство начали в 1939 г. в целях обеспечения производственным паром и электроэнергией химического завода «Прогресс». Кроме того Кемер. ТЭЦ обеспечивала теплом и электроэнергией эвакуированный в связи с началом Великой Отечественной Войны оборонный завод «Коммунар». В связи с этим началось расширение станции, в короткий срок мощность ТЭЦ с 6 МВт была доведена до 43 МВт.

С 1954 года начались работы по дальнейшему расширению ТЭЦ, было заменено устаревшее оборудование.

В данный момент на станции работает 8 котельных агрегатов и 4 турбоагрегата, общей номинальной мощностью 80 МВт.



Рисунок 1 - Внешний вид Кемеровской ТЭЦ[<http://толк42.рф/images/rus/newsimg/news1506928143.jpg>]

1. Анализ тепловой схемы блока

Блок состоящий из парогенератора Е-170-3,5-420 КГТ и турбины ПТР-30-2,9 работает в теплофикационном режиме.

Блок работает при начальных параметрах давления пара перед стопорно-регулирующими клапанами $p_0 = 29 \text{ бар}$ и начальной температуры $t_0 = 400 \text{ }^\circ\text{C}$.

Паровая турбина с производственным и теплофикационным отбором работает с электрогенератором Т-32-2В. Турбина состоит из одного цилиндра рассчитанная на работу с частотой 50 с^{-1} (3000 об / мин).

Турбина представляет собой одновальный агрегат и имеет два регулируемых отбора пара, пар производственного отбора идет на регенеративный подогрев питательной воды в деаэраторе и ПВД до температуры $t_{нг} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$. Теплофикационный отбор расположен на выхлопе турбины и пар из него идет на подогрев сетевой воды в ПСГ-4000-0,35-1,6-4. Потери рабочего тела в цикле ПТУ восстанавливаются за счет химически обессоленной воды подаваемой в ПСГ. Воздух из ПСГ отсасывается эжекторами.

Регенеративная система турбоустановки включает в себя теплообменники извлекающие теплоту из пара уплотнений и эжекторов, один ПВД и деаэратор атмосферного типа работающий при давлении $p_d = 1,6 \text{ бар}$.

Для расчета определены следующие исходные данные:

Исходные данные

1. Начальное давление $p_0 = 2,9 \text{ МПа}$;
2. Начальная температура $t_0 = 400 \text{ }^\circ\text{C}$;
3. Конечное давление $p_k = 0,07 \text{ МПа}$;
4. Температура питательной воды $t_{нг} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$
5. Конечное давление $p_d = 0,16 \text{ МПа}$;

Определение температуры основного конденсата

Температура основного конденсата на входе в деаэратор

$$t_{ок} = t_{\kappa} + \Delta t_{оэ} + \Delta t_{оу}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1)$$

где t_{κ} - температура воды на линии насыщения при давлении в ПСГ,
 $t_{\kappa} = f(p_{\kappa}) = 89,93 \text{ } ^\circ\text{C}$ определяется по таблице 2 [1, стр. 15];

$\Delta t_{оэ}$ - подогрев основного конденсата в охладителе эжектора, принимаем согласно указаниям $\Delta t_{оэ} = 3, \text{ } ^\circ\text{C}$ [2, стр. 29];

$\Delta t_{оу}$ - подогрев основного конденсата в охладителе уплотнений, принимаем согласно указаниям $\Delta t_{оу} = 1, \text{ } ^\circ\text{C}$ [2, стр. 29].

$$t_{ок} = 89,93 + 3 + 1 = 93,93, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Нагрев воды в деаэраторе

Нагрев воды в деаэраторе определим по формуле:

$$\Delta t_{\delta} = t_{\delta}^s - t_{ок}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2)$$

где t_{δ}^s - температура насыщения при давлении в деаэраторе,
 $t_{\delta}^s = f(p_{\delta}) = 113,29, \text{ } ^\circ\text{C}$ принимается по таблице 2 [1, стр. 15].

$$\Delta t_{\delta} = 113,29 - 93,93 = 19,36, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Давление в отборе на деаэратор должно быть выше давления в деаэраторе, потому что в случае частичной нагрузки давление в отборе падает, а деаэратор должен работать при постоянном давлении.

Необходимо определить нагрев питательной воды в ПВД. Для этого необходимо определить повышение температуры в питательном насосе. Давление за питательным насосом определяется через формулу [2, стр. 20]:

$$p_{ин} = 1,3 \cdot p_0 = 1,3 \cdot 2,9 = 3,77, \text{ МПа} \quad (3)$$

Определим повышение энтальпии воды в питательном насосе по формуле:

$$\Delta h_{nn} = v'_o \cdot (p_{nn} - p_o) \cdot 10^3, \text{ кДж / кг} \quad (4)$$

где v'_o - удельный объем воды в состоянии насыщения при давлении в деаэраторе, вычисляем по таблице 2[1, стр. 15].

$$\Delta h_{nn} = 0,00105 \cdot (3,77 - 0,16) \cdot 10^3 = 3,79, \text{ кДж / кг}$$

Энтальпия питательной воды за питательным насосом.

$$h_{nn} = h'_o + \Delta h_{nn}, \text{ кДж / кг} \quad (5)$$

где h'_o - энтальпия кипящей воды при давлении в деаэраторе, принимаем по таблице 2[1, стр. 15].

$$h_{nn} = 475,34 + 3,79 = 479,13, \text{ кДж / кг}$$

По давлению после питательного насоса и энтальпии определим температуру воды за питательным насосом.

$$t_{nn} = 113,58, \text{ }^\circ\text{C}$$

Температура воды после ПВД принимаем равной температуре питательной воды.

$$t_{ПВД}^e = t_{не} = 150, \text{ }^\circ\text{C}$$

Принимая недогрев воды до температуры насыщения равным $\theta_{ПВД} = 3, \text{ }^\circ\text{C}$ из рекомендуемого диапазона[2, стр. 12], определим температуру насыщения пара в ПВД по формуле:

$$t_{ПВД}^s = t_{ПВД}^e + \theta_{ПВД} = 150 + 3 = 153, \text{ }^\circ\text{C} \quad (6)$$

По данной температуре принимаем давление пара в ПВД, $p_{ПВД} = f(t_{ПВД}^s) = 0,517, \text{ МПа}$ из таблицы 1 [1, стр. 10].

С учетом гидравлического сопротивления паропроводов отбора принимаемого равным 5% из рекомендуемого диапазона[2, стр. 12], определим давление пара в производственном отборе:

$$p_{II} = p_{ПВД} \cdot 1,05 = 0,542, \text{ МПа} \quad (7)$$

Сведем давления пара в отборах в таблицу 1. Деаэратор будет подключен к производственному отбору.

Таблица 1 – Давление пара в отборах турбины

Отбор	Давление $p, \text{ МПа}$	Относительный внутренний КПД η_{oi}
Производственный	0,542	0,851
Теплофикационный	0,07	

1.1 Построение процесса расширения пара в турбине в h-S диаграмме

Построение процесса необходимо для определения параметров пара в отборах и действительного теплоперепада в цилиндре турбины. Турбина имеет один производственный и теплофикационный отбор.

Вычисляем энтальпию в точке 0 через давление $p_0 = 2,9, \text{ МПа}$ и температуру $t_0 = 400, \text{ }^\circ\text{C}$ по таблице 3[1, стр. 32].

$$h_0 = 3233,26, \text{ кДж / кг}$$

Рассчитаем значения параметров в точке 0' за стопорным и регулирующими клапанами турбины по h-S диаграмме на пересечении энтальпии h_0 и давления p'_0 . Давление в точке 0' определяется с учетом требований [2, стр. 14] по формуле:

$$p'_0 = p_0 \cdot 0,97 = 2,9 \cdot 0,95 = 2,813, \text{ МПа} \quad (8)$$

По h-S диаграмме определим значение температуры в точке 0' через h_0 и p'_0 , температура равняется $t'_0 = 399,35, \text{ }^\circ\text{C}$.

Вычисляем по h-S диаграмме значение энтропии в точке $0'$ через p'_0 и t'_0 , энтропии равна $s'_0 = 6,9543, \text{кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$.

Определим давление пара на выходе выхлопа турбины p'_k , в соответствии с требованием [2, стр. 14] давление будет определяться как:

$$p'_k = p_k \cdot 0,98 = 0,07 \cdot 0,98 = 0,686, \text{МПа} \quad (9)$$

Определим по h-S диаграмме теоретическую точку kt окончания адиабатного процесса расширения в цилиндре турбины, с параметрами s'_0 и p_k .

Установив на h-S диаграмме точку kt определим значение энтальпии в этой точке.

$$h_{kt} = 2468,92, \text{кДж} / \text{кг}$$

Определим располагаемый теплоперепад цилиндра турбины через формулу:

$$H_0^H = h_0 - h_{kt} = 3233,26 - 2468,92 = 764,34, \text{кДж} / \text{кг} \quad (10)$$

Определим действительный теплоперепад цилиндра турбины через формулу:

$$H_i^H = H_0^H \cdot \eta_{oi} = 764,34 \cdot 0,851 = 650,45, \text{кДж} / \text{кг} \quad (11)$$

Зная действительный теплоперепад определим значение энтальпии в точке k через формулу:

$$h_k = h_0 - H_i^H = 3233,26 - 650,45 = 2582,81, \text{кДж} / \text{кг} \quad (12)$$

Построим график расширения пара в цилиндре турбины в h-S диаграмме, и определим энтальпию h_n производственного отбора.

Построив процесс расширения в h-S диаграмме найдем место пересечения графика и изобары p_n . Проекция точки на ось h будет равна h_n .

$$h_n = 2890, \text{кДж} / \text{кг}$$

Полученные значения параметров сведем в таблицу 2.

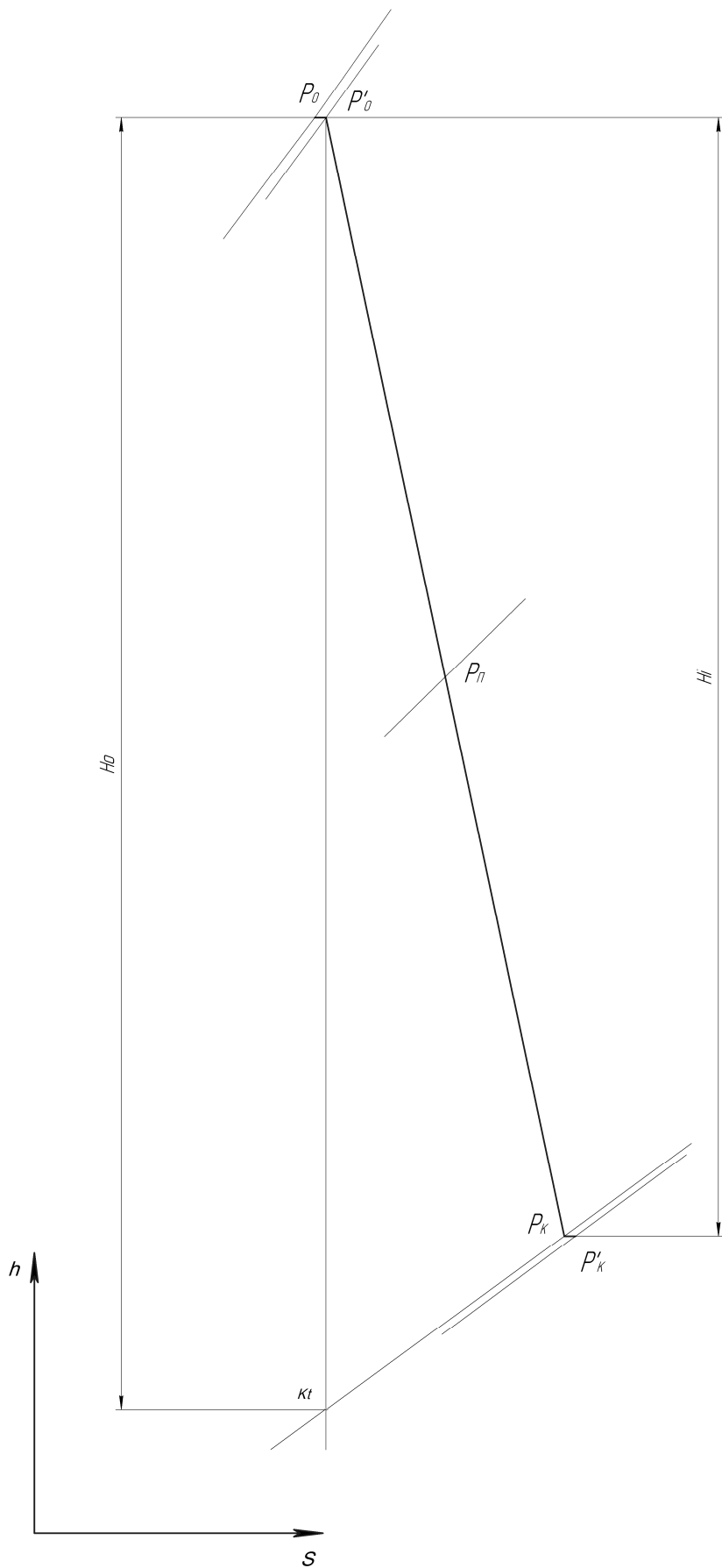


Рисунок 3 – Расширение пара в цилиндре турбины в h - S диаграмме

Таблица 2 – Параметры пара, воды и конденсата

Элементы тепловой схемы	Пар в турбине (отборе)			Пар в подогревателях	Дренаж греющего пара		Питательная вода, основной конденсат, сетевая вода			Коэффициент недовыработки	Удельная работа отбора	Реальный расход пара
	$p_{отб},$ бар	$t_{отб},$ °C	$h_{отб},$ кДж / кг	$p_n,$ бар	$t_n,$ °C	$h',$ кДж / кг	$t_{пв,ок,св},$ °C	$p_{пв},$ бар	$h_{пв,ок,св},$ бар	y_j	$H_j,$ кДж / кг	$G_j,$ кг / с
ПВД	5,42	216,91	2890	5,17	153,1	645,65	150,1	37,7	634,72	0,472	343,26	2,847
Деаэратор	5,42	216,91	2890	1,6	113,58	475,34	113,58	1,6	475,34	0,472	343,26	0,608
ПСГ	0,7	89,93	2582,81	0,686	89,4	374,45	150	6,181	632,34	-	650,45	33,33

1.2 Расчет материального и теплового баланса схемы

Так как в настоящее время Кемеровская ТЭЦ работает преимущественно по тепловому графику, то для выполнения расчета будет выбран режим работы ПТУ при номинальном расходе на теплофикационный отбор.

Диаграмма режимов при номинальных параметрах острого и отработавшего пара

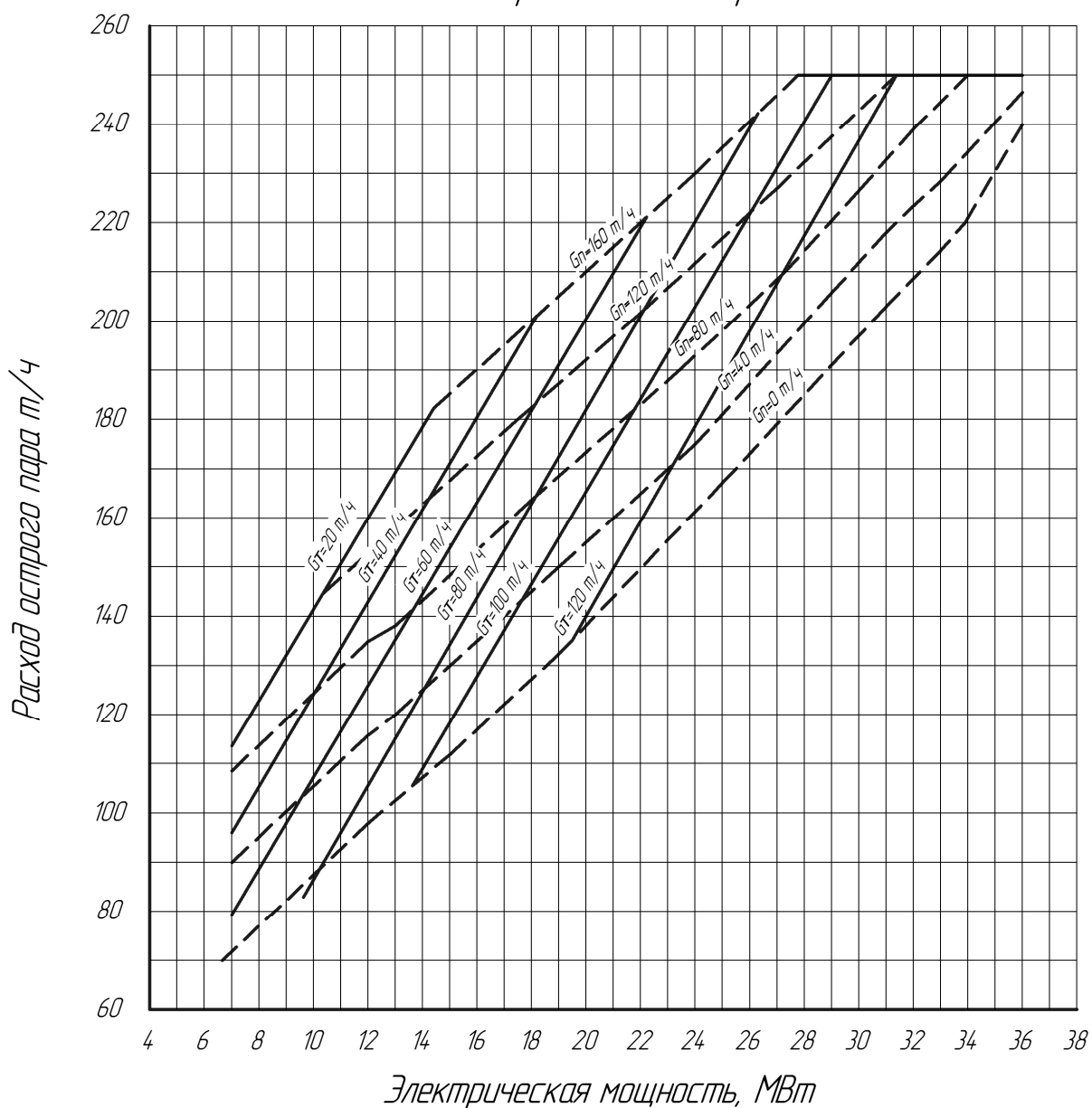


Рисунок 4 – Режимная карта турбины ПТР-30-2,9

Расчет теплового и материального баланса схемы имеет итерационный характер, в работе будут представлены окончательные значения полученных величин.

Расходы пара через отборы принимаем в первом приближении с учетом номинального расхода через теплофикационный отбор и некоторого расхода через производственный отбор на регенерацию.

Номинальный расход через теплофикационный отбор составляет:

$$G_m = 120, \text{ м}^3 / \text{ч} \approx 33,33, \text{ кг} / \text{с}$$

С учетом расхода пара на регенерацию при работе турбины в данном режиме принимаем электрическую мощность $N_{э} = 20,7, \text{ МВт}$.

Оценка предварительного расхода пара на турбину:

$$G'_0 = k_p \cdot \left[\frac{N_{э} \cdot 10^3}{H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_z} \right], \text{ кг} / \text{с} \quad (13)$$

где k_p - коэффициент регенерации тепла, с учетом требований [2, стр. 25] задаемся $k_p = 1,14$;

η_m - механический КПД турбины, принимаем $\eta_m = 0,995$;

η_z - КПД электрического генератора, принимаем $\eta_z = 0,995$.

$$G'_0 = 1,14 \cdot \left[\frac{20,7 \cdot 10^3}{650,45 \cdot 0,995 \cdot 0,995} \right] = 36,646, \text{ кг} / \text{с}$$

Рассчитаем мощность ПСГ при работе турбины в теплофикационном режиме по формуле:

$$Q_{ПСГ} = G_m \cdot (h_k - h'_{нсз}) \cdot \eta_{нсз}, \text{ МВт} \quad (14)$$

где $h'_{нсз}$ - энтальпия дренажа с ПСГ, $h'_{нсз} = 374,45, \text{ кДж} / \text{кг}$;

$\eta_{нсз}$ - КПД сетевого подогревателя принимаем в соответствии с [2, стр. 24], $\eta_{нсз} = 0,98$.

$$Q_{ПСТ} = 33,33 \cdot (2582,81 - 374,45) \cdot 0,98 = 72,13, \text{ МВт}$$

Определим энтальпию основного конденсата после ОУ и ОЭ, для этого определим изменение энтальпии конденсата в ОУ и ОЭ по формуле:

$$\Delta h_{ок} = (\Delta t_{оэ} + \Delta t_{оу}) \cdot C_p, \text{ кДж / кг} \quad (15)$$

где C_p - теплоемкость воды при нормальных условиях, $C_p = 4,19, \text{ кДж / (кг} \cdot \text{K)}$.

$$\Delta h_{ок} = (3+1) \cdot 4,19 = 16,76, \text{ кДж / кг}$$

Энтальпия основного конденсата после ОУ и ОЭ:

$$h_{ок} = h'_{нсг} + \Delta h_{ок} = 374,45 + 16,76 = 391,21, \text{ кДж / кг} \quad (16)$$

Определим расход пара из производственного отбора на деаэратор и ПВД а также расход питательной воды, для чего решим систему уравнений:

$$G_{ПВД}^n \cdot (h_n - h'_{ПВД}) \cdot \eta_n = G_{нс} \cdot (h_{нс} - h_{nn}), \quad (17)$$

$$G_D^n + G_{ПВД}^n + G_m = G_{нс}, \quad (18)$$

$$(G_D^n \cdot h_n) + (G_{ПВД}^n \cdot h'_{ПВД}) + (G_m \cdot h_{ок}) = G_{нс} \cdot h'_o \cdot \eta_o. \quad (19)$$

где $G_{ПВД}^n$ - расход пара из производственного отбора на ПВД, кг / с ;

$G_{нс}$ - расход питательной воды, кг / с ;

G_D^n - расход пара из производственного отбора на деаэратор, кг / с ;

η_o - КПД деаэратора, принимаем $\eta_o = 0,99$.

Получив значения расходов $G_{ПВД}^n$, $G_{нс}$, G_D^n в первом приближении определим значения расходов утечек, расхода на уплотнения и на эжектора, т.к. эти расходы определяются через относительные величины то за единицу принимаем расход пара на турбину.

$$G_{ТУ} = G_m + G_{ПВД}^n + G_D^n = 33,33 + 2,847 + 0,608 = 36,785, \text{ кг / с} \quad (20)$$

Определим реальные значения расходов через утечки и на уплотнения с эжекторами:

$$G_{ym} = \alpha_{ym} \cdot G_{TY} = 0,012 \cdot 36,785 = 0,441, \text{ кг / с} \quad (21)$$

где α_{ym} - относительный расход пара через утечки, принимаем в соответствии с [2, стр. 31], $\alpha_{ym} = 0,012$.

$$G_{yml} = \alpha_{yml} \cdot G_{TY} = 0,04 \cdot 36,785 = 1,471, \text{ кг / с} \quad (22)$$

где α_{yml} - относительный расход пара на уплотнения, принимаем в соответствии с [2, стр. 30], $\alpha_{yml} = 0,04$.

$$G_{\text{э}} = \alpha_{\text{э}} \cdot G_{TY} = 0,003 \cdot 36,785 = 0,11, \text{ кг / с} \quad (23)$$

где $\alpha_{\text{э}}$ - относительный расход пара эжектора, принимаем в соответствии с [2, стр. 30], $\alpha_{\text{э}} = 0,003$.

Определив расходы пара в схеме рассчитаем расход пара с парогенератора:

$$G_{\text{ПГ}} = G_{TY} + G_{ym} + G_{yml} + G_{\text{э}} = 36,785 + 0,441 + 1,471 + 0,11 = 38,808, \text{ кг / с} \quad (24)$$

Рассчитаем расход продувки котла по формуле:

$$G_{np} = \alpha_{np} \cdot G_{\text{ПГ}} = 0,04 \cdot 38,808 = 1,552, \text{ кг / с} \quad (25)$$

где α_{np} - относительный расход продувочной воды, принимаем в соответствии с [2, стр. 26], $\alpha_{np} = 0,04$.

Определим расход воды основного конденсата по формуле:

$$G_{ок} = G_{TY} + G_{yml} + G_{\text{э}} = 36,785 + 1,471 + 0,11 = 38,367, \text{ кг / с} \quad (26)$$

Определим расход добавочной воды по формуле:

$$G_{дс} = G_{ym} + G_{np} = 0,441 + 1,552 = 1,994, \text{ кг / с} \quad (27)$$

Скорректировав уравнения с учетом полученных выше значений расходов получим систему уравнений:

$$G_{ПВД}^n \cdot (h_n - h'_{ПВД}) \cdot \eta_n = G_{нв} \cdot (h_{нв} - h_{нн}), \quad (28)$$

$$G_D^n + G_{ПВД}^n + G_m + G_{упл} + G_3 + G_{об} = G_{нв}, \quad (29)$$

$$(G_D^n \cdot h_n) + (G_{ПВД}^n \cdot h'_{ПВД}) + (G_m \cdot h_{ок}) + (G_{упл} + G_3) \cdot h'_0 + G_{об} \cdot h_{ок} = G_{нв} \cdot h'_0 \cdot \eta_0. \quad (30)$$

где h'_0 - энтальпия пара после эжекторов и уплотнений, принимаем как энтальпию кипящей жидкости при давлении p_0 .

Решив систему уравнений получим уточненные значения расходов

$$G_{ПВД}^n = 2,847, \text{ кг / с} \quad G_D^n = 0,608, \text{ кг / с} \quad G_{нв} = 40,359, \text{ кг / с}$$

Найдем значение параметров конденсата в точке смешения:

$$h_{ок}^* = h_{ок} = 391,21, \text{ кДж / кг},$$

$$G_{ок}^* \cdot h_{ок}^* = G_{ок} \cdot h_{ок} - (G_{упл} + G_3) \cdot h'_{псз}, \quad (31)$$

$$G_{ок}^* = \frac{G_{ок} \cdot h_{ок} - (G_{упл} + G_3) \cdot h'_{псз}}{h_{ок}^*} = \quad (32)$$

$$= \frac{38,367 \cdot 391,21 - (1,471 + 0,11) \cdot 374,45}{391,21} = 36,853, \text{ кг / с}.$$

1.3 Проверка материального баланса в схеме

Выполним проверку материального баланса рабочего тела в схеме.

Расход пара в конденсатор:

$$G_k = G_{ТВ} - (G_{ПВД}^n + G_D^n) = 36,785 - (2,847 + 0,608) = 33,33, \text{ кг / с} \quad (33)$$

Для этого же расхода можно со стороны воды записать выражение вида:

$$G'_k = G_{ок}^* - G_{слив}, \text{ кг / с} \quad (34)$$

где $G_{слив}$ - слив воды в ПСГ, $G_{слив} = G_3 + G_{упл} + G_{об} = 3,576, \text{ кг / с}$.

$$G'_k = 36,853 - 3,576 = 33,277, \text{ кг / с}$$

Подсчитаем ошибку в расходах:

$$\delta G_k = \left(\frac{|G_k - G'_k|}{G_k} \right) \cdot 100 = \left(\frac{|33,33 - 33,277|}{33,33} \right) \cdot 100 = 0,158, \% \quad (35)$$

Допустимая ошибка до 0,5% т.к. $\delta G_k < 0,5, \%$ следовательно продолжаем расчет.

Подсчитаем ошибку в расходах на турбину:

$$\delta G_0 = \left(\frac{|G_{TY} - G'_0|}{G_{TY}} \right) \cdot 100 = \left(\frac{|36,785 - 36,646|}{36,785} \right) \cdot 100 = 0,378, \% \quad (36)$$

Допустимая ошибка до 2% т.к. $\delta G_0 < 2, \%$ следовательно продолжаем расчет.

Правильность расходов возможно определить по расчетной электрической мощности:

$$N'_3 = (H_i \cdot G_m + (G_{ПВД}^n + G_D^n) \cdot H_j) \cdot \eta_m \cdot \eta_\varepsilon, \text{ кВт} \quad (37)$$

где H_j - удельная работа 1 кг пара идущего в производственный отбор, определяется как $H_j = h_0 - h_n = 3233,26 - 2890 = 343,26, \text{ кДж / кг}$.

$$N'_3 = \frac{(650,45 \cdot 33,33 + (2,847 + 0,608) \cdot 343,26) \cdot 0,96 \cdot 0,951}{10^3} = 20,875, \text{ МВт}$$

Найдем значение расхождения расчетной и заданной мощности:

$$\delta N_3 = \left(\frac{|N_3 - N'_3|}{N_3} \right) \cdot 100 = \left(\frac{|20,7 - 20,875|}{20,7} \right) \cdot 100 = 0,847, \% \quad (38)$$

Допустимая ошибка до 1% т.к. $\delta N_3 < 1, \%$ следовательно продолжаем расчет.

1.4 Расчет тепловой экономичности схемы

Тепловая нагрузка парогенерирующей установки:

$$Q_{III} = \frac{(G_{III} + G_{yml}) \cdot (h_0 - h_{ng}) + G_{np} \cdot (h'_{np} - h_{ng})}{10^3}, \text{MBm} \quad (39)$$

где h'_{np} - энтальпия продувочной воды, определяется как энтальпия кипящей жидкости при давлении в барабане p_6 рассчитываемое через формулу[2, стр. 26]:

$$p_6 = 1,2 \cdot p_0 = 1,2 \cdot 2,9 = 3,48, \text{МПа}, \quad (40)$$

$$Q_{III} = \frac{(38,808 + 1,471) \cdot (3233,26 - 634,29) + 1,552 \cdot (1048,2 - 634,29)}{10^3} = 101,504, \text{MBm}$$

Полная тепловая нагрузка турбоустановки определяется по формуле:

$$Q_{TV} = \frac{(G_{TV} + G_{yml}) \cdot (h_0 - h_{ng}) + G_{дв} \cdot (h_{дв} - h_{ng})}{10^3}, \text{MBm} \quad (41)$$

где $h_{дв}$ - энтальпия добавочной воды принимаемая согласно указаниям [2, стр. 37] как $h_{дв} = h'_{ncz} = 374,45, \text{кДж / кг}$

$$Q_{TV} = \frac{(36,785 + 1,471) \cdot (3233,26 - 634,29) + 1,994 \cdot (374,45 - 634,29)}{10^3} = 98,909, \text{MBm}$$

Определим тепловую нагрузку турбоустановки на отопление:

$$Q_m = \frac{Q_{псг}}{\eta_n} = \frac{73,133}{0,98} = 73,605, \text{MBm} \quad (42)$$

Тепловая нагрузка турбоустановки по выработке электроэнергии:

$$Q_{TV}^3 = Q_{TV} - Q_m = 98,909 - 73,605 = 25,305, \text{MBm} \quad (43)$$

Рассчитаем КПД установки по выработке электроэнергии:

$$\eta_{TV}^3 = \frac{N_3}{Q_{TV}^3} = \frac{20,7}{25,305} = 0,818 \quad (44)$$

Определим КПД трубопроводов связывающих парогенератор с турбиной по формуле:

$$\eta_{mp} = \frac{Q_{TY}}{Q_{ПГ}} = \frac{98,909}{101,504} = 0,974 \quad (45)$$

Определим КПД блока по отпуску электроэнергии:

$$\eta_c^э = \eta_{TY}^э \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_{ngy} \cdot (1 - k_{cn}) \quad (46)$$

где η_{ngy} - КПД парогенерирующей установки принимаем в соответствии с указаниями[2, стр. 38] равным $\eta_{ngy} = 0,92$;

k_{cn} - удельный расход электроэнергии на собственные нужды станции, принимается для ТЭС на твердом топливе в соответствии с указаниями[2, стр. 38] равным $k_{cn} = 0,06$.

$$\eta_c^э = 0,818 \cdot 0,974 \cdot 0,92 \cdot (1 - 0,06) = 0,689$$

Удельный расход условного топлива по отпуску электроэнергии:

$$b_{omn}^э = \frac{123}{\eta_c^э} = \frac{123}{0,689} = 178,428, \text{ з.у.т} / (\text{кВт} \cdot \text{ч}) \quad (47)$$

Рассчитаем КПД блока по отпуску теплоты:

$$\eta_c^m = \eta_{ngy} \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_n = 0,92 \cdot 0,974 \cdot 0,98 = 0,879 \quad (48)$$

Удельный расход условного топлива по отпуску теплоты:

$$b_{omn}^m = \frac{34,1}{\eta_c^m} = \frac{34,1}{0,879} = 38,814, \text{ кг.у.т} / \text{ГДж} \quad (49)$$

2. Расчет газификации угля

В ходе выполнения расчета газификатора мы определим элементарный состав синтез-газа полученного из исходного топлива, его теплотворную способность, температуру выходящего из газификатора синтез-газа и расхода острога пара на процесс газификации.

Важнейшей характеристикой газогенератора является удельное напряжение реакционной камеры по потенциальному теплу газифицируемого топлива $q_F, MBm / m^2$, которое при заданной тепловой мощности установки определяет его диаметр и другие габариты при соблюдении приближенного геометрического подобия, примем $q_F = 30, MBm / m^2$ в соответствии с номинальной электрической нагрузкой турбины.

Ряд ключевых для расчета величин выбирается по экспериментальным данным:

- степень разложения подающегося в реактор водяного пара $\chi = 80 - 90, \%$;
- коэффициент шлакоулавливания $\eta_{шл} = 60 - 70, \%$;
- потеря тепла со шлаком $q_{Aшл} = 3 - 5, \%$;
- в виду слабого различия характеристики горючей массы кокса различных углей приняты неизменными, в частности теплота сгорания $Q_{ск} = 33076, кДж / кг$, содержание углерода в ней примем $C_{ск} = 96, \%$.

В расчете также используются универсальные для горнового процесса взаимосвязи, полученные по результатам анализа экспериментальных данных.

Температура синтез-газа за реактором без труда регулируется расходом водяного пара в фурмы. Температура реактором должна обеспечивать стабильный выход шлака из угольной засыпки.

На начальном этапе расчета требуется задаться расходом пара на газификацию ($G_{H_2O}, кг / кг$).

В качестве газифицируемого топлива принимаем используемое на Кемеровской ТЭЦ в настоящее время каменный уголь марки ДГ Талдинского месторождения ш. Талдинская-Западная 1.

Элементарный состав топлива

Углерод $C^p = 66,83, \%$

Водород $H^p = 4,5, \%$

Азот $N^p = 2,4, \%$

Кислород $O^p = 8,88, \%$

Сера $S^p = 0,29, \%$

Влажность $W^p = 10,5, \%$

Зольность $A^p = 6,6, \%$

2.1 Расчет уноса

Вычисление уноса при отсутствии возврата уноса из циклона грубой очистки газификатора находится по формуле[3, стр. 64]:

$$\alpha'_{мин} = \frac{A^p}{100} \cdot \frac{100 - \eta_{шл}}{100}, \text{ кг / кг} \quad (50)$$

где A^p - доля золы в топливе, %;

$\eta_{шл}$ - коэффициент шлакоулавливания принимается 60-70%.

$$\alpha'_{мин} = \frac{6,6}{100} \cdot \frac{100 - 65}{100} = 0,0231, \text{ кг/кг}$$

Унос органической части топлива.

Определение уноса органической массы топлива строится на итогах представительных исследований горновой газификации малозольного антрацита. На основе результатов исследований получена зависимость:

$$\alpha_{орг}^a = f(q_F, p)$$

где $\alpha_{орг}^a$ - уносимая из реактора органическая масса антрацита принимаемая при давлении $p = 0,8, МПа$ и теплонапряжении q_F по рисунку 2.1[3, стр. 66], %.

Для иных углей аналогичные зависимости подобны, но в абсолютном выражении отличаются из-за различия термомеханической прочности. Это различие оценено коэффициентом $k_{орг}$, найденным по собранным экспериментальным данным из соотношения:

$$k_{орг} = \frac{10^2 \cdot \alpha_{орг}^i}{\alpha_{орг}^a} \quad (51)$$

где $\alpha_{орг}^i$ - доля уноса органической массы при газификации принятого для расчета угля при таких же условиях, как и антрацита, выступающего здесь в качестве эталонного топлива, кг/кг.

Значение $k_{орг}$ приведены в таблице 2.1[3, стр. 66]. Применяя их, находим унос органической массы топлива $\alpha_{орг}$ и общее значение уноса $\alpha_{ун}$:

$$\alpha_{орг} = 10^{-4} \cdot k_{орг} \cdot \alpha_{орг}^a \cdot (100 - A^p - W^p) = 10^{-4} \cdot 3,72 \cdot 3 \cdot (100 - 6,6 - 10,5) = 0,0925, кг / кг \quad (52)$$

$$\alpha_{ун} = \alpha_{орг} + \alpha'_{мин} = 0,0925 + 0,0231 = 0,11562, кг / кг \quad (53)$$

Потеря тепла с механическим недожогом в уносе определяется по формуле:

$$q_{4ун} = \alpha_{орг} \cdot 33076 \cdot \frac{(100 - \eta_{ц})}{Q_n^p}, \% \quad (54)$$

где $\eta_{ц}$ - коэффициент пылеулавливания первой ступени очистки генераторного газа, принимаем 90%;

Q_n^p - низшая теплота сгорания топлива принимаем 26573 кДж / кг из сертификата качества угля.

$$q_{4ун} = 0,0925164 \cdot 33076 \cdot \frac{(100 - 90)}{26573} = 1,15, \%$$

Доля углерода, потерянного с механическим недожогом на 1 кг поданного топлива вычисляем по формуле:

$$\Delta C'_{нед} = \frac{C_{зк} \cdot Q_n^p \cdot 100 \cdot (q_{4шл} + q_{4ун})}{Q_{зк} \cdot (100 - W^p - A^p) \cdot (100 - V^{daf})}, \% \quad (55)$$

где $C_{зк}$ - содержание углерода в горючей массе кокса принимаем 96% [3, стр. 64];

$Q_{зк}$ - теплота сгорания горючей массы кокса принимаем 33076 кДж / кг [3, стр. 64];

V^{daf} - выход летучих веществ принимаем 37,3, % из сертификата качества угля;

$q_{4шл}$ - потеря тепла со шлаком принимаем 3-5, % [3, стр. 64].

$$\Delta C'_{нед} = \frac{96 \cdot 26573 \cdot 100 \cdot (4 + 1,15)}{33076 \cdot (100 - 10,5 - 6,6) \cdot (100 - 37,3)} = 7,64, \%$$

2.2 Расчет условий надежного шлакоистечения

Данный расчет весьма важен для обеспечения надежной работы горнового газогенератора. Он основан на обеспечении ряда выведенных из практики условий:

1. Ограничение по зольности угля в сухом состоянии $A^d < 30\%$

2. В относительно узкой фурменной зоне, куда подается пар, температура горения топлива должна быть выше температуры жидкоплавкого состояния золы, что задается условием:

$$v''_{гор} \geq t_{н.ж.}$$

где $v''_{гор}$ - температура газов на верхней границе зоны горения (фурменной зоне), °C ;

$t_{н.ж.}$ - температура нормального жидкого шлакоудаления, °C .

3. В соответствии с экспериментальной практикой значимым требованием является поддержание локального уровня температур в сходящихся над леткой фокусах фурм нижнего яруса, который должен обеспечить эффективное истекание шлака в межкусковых пространствах и возмещать его охлаждение в щелевой летке, это требование можно записать в виде условия:

$$v_{\phi 1} \geq t_c + 200$$

где t_c - температура жидкоплавкого состояния золы принимаем 1470°C из сертификата качества угля.

4. Инструментом достижения надежного выхода жидкого шлака является также отсос незначительной доли высокотемпературных газов из горна через щелевую летку. Исходя из возможных для реализации скоростей газов в летке расход в газогенераторе отсасываемых газов может составить 3-4 % от общей выработки газов в реакторе. Макросостав отсосанных газов ($CO_{2omc} = 14, \%$; $CO_{omc} = 7, \%$; $H_2O_{omc} = 2, \%$; $N_{2omc} = 75, \%$).

Определим содержание углерода в отсосе по формуле:

$$\delta C_{omc} = \left(\frac{\mu_c}{\mu_{CO_2}} \right) \cdot CO_{2omc} + \left(\frac{\mu_c}{\mu_{CO}} \right) \cdot CO_{omc}, \% \quad (56)$$

где μ_c - молярная масса углерода, г/моль;

μ_{CO_2} - молярная масса диоксида углерода, г/моль;

CO_{2omc} - содержание диоксида углерода в отсасываемых газах, %;

μ_{CO} - молярная масса монооксида углерода, г/моль;

CO_{omc} - содержание монооксида углерода в отсасываемых газах,

$$\delta C_{omc} = \left(\frac{12}{44} \right) \cdot 0,14 + \left(\frac{12}{28} \right) \cdot 0,07 = 0,068, \%$$

2.3 Расчет газообразования

Макросостав синтез-газа горнового газогенератора образуют CO , CO_2 , CH_4 , H_2 , H_2O , H_2S , N_2 и паров смол $V_{см}$.

Величина объема H_2S в составе синтез газа $V_{H_2S}, м^3 / кг$, вычисляется по формуле:

$$V_{H_2S} = \frac{100 - \beta_c}{100} \cdot \frac{S^p}{100} \cdot \frac{22,41}{32,066}, м^3 / кг \quad (57)$$

где β_c - степени связывания серы топлива 65% определяется по рисунку 1.20[3, стр. 38] по соотношению мольной массы Ca в золе топлива и мольной массе S^p в топливе.

$$V_{H_2S} = \frac{100 - 65}{100} \cdot \frac{0,29}{100} \cdot \frac{22,41}{32,066} = 0,00071, м^3 / кг$$

Объем паров смол находим по формуле:

$$V_{см} = \frac{100 - A^p - W^p}{100 \cdot \rho_{см}} \cdot \delta_{см} \cdot \psi_{см} \quad (58)$$

где $\rho_{см}$ - плотность смоляных паров 163,95 вычисляем по формуле 14.1 [4, стр. 275], кг/м³

$\delta_{см}$ - исходное содержание смол в органическом массе угля 0,053, кг/кг

$\psi_{см}$ - доля неразложившихся смол принимаем 0,3 [3, стр. 70]

$$V_{см} = \frac{100 - 6,6 - 10,5}{100 \cdot 163,95} \cdot 0,053 \cdot 0,3 = 0,000023, м^3/кг$$

Количества углерода и водорода топлива, перешедшее в состав смол вычисляем по формулам:

$$\Delta C_{см}^p = 0,89 \cdot (100 - A^p - W^p) \cdot \delta_{см} \cdot \psi_{см}, \% \quad (59)$$

$$\Delta H_{см}^p = 0,041 \cdot (100 - A^p - W^p) \cdot \delta_{см} \cdot \psi_{см}, \% \quad (60)$$

где 0,89 и 0,041 представляют приблизительное содержание углерода и водорода в газогенераторной смоле по данным ее анализа.

$$\Delta C_{см}^p = 0,89 \cdot (100 - 6,6 - 10,5) \cdot 0,053 \cdot 0,3 = 1,17, \%$$

$$\Delta H_{см}^p = 0,041 \cdot (100 - 6,6 - 10,5) \cdot 0,053 \cdot 0,3 = 0,054, \%$$

Газификация углерода в горновом процессе характеризуется низкой степенью конвертации его в CO_2 и характером соотношений концентрации углеродосодержащих макрокомпонентов синтез-газа. В опытах эти пропорции определялись величинами:

$$C_{CO} = CO / (CO + CO_2 + CH_4), \quad (61)$$

$$C_{CO_2} = CO_2 / (CO + CO_2 + CH_4), \quad (62)$$

$$C_{CH_4} = CH_4 / (CO + CO_2 + CH_4). \quad (63)$$

где $C_{CO}, C_{CO_2}, C_{CH_4}$ - объемные концентрации обозначенных компонентов синтез-газа, %

Результаты опытов дали понять, что числовые значения этих соотношений, находятся в зависимости от количества летучих в газифицируемом топливе (рис. 1.7 [3, стр. 20]). Это вызвано тем, что горновой процесс в наиболее чистом виде обеспечивает выделение и внесение в получаемый газ летучих компонентов газифицируемого топлива, которые придают ему не только высокую теплоту сгорания, но и устанавливают характер изменения состава в зависимости от количества летучих в угле.

$$C_{CO} = 0,82, \%$$

$$C_{CO_2} = 0,11, \%$$

$$C_{CH_4} = 0,07, \%$$

Определив $C_{CO}, C_{CO_2}, C_{CH_4}$ для принятого угля, возможно рассчитать объемы этих компонентов в синтез-газе, m^3/kg .

Определим объем углеродосодержащих газов выделенных в процессе газификации по формуле:

$$V_{CO} + V_{CO_2} + V_{CH_4} = \frac{(1 - \delta C_{омс}) \cdot C^p - \Delta C'_{нед} - \Delta C^p_{см} \cdot 22,41}{100 \cdot 12,011}, \text{ м}^3 / \text{кг}, \quad (64)$$

$$V_{CO} + V_{CO_2} + V_{CH_4} = \frac{(1 - 0,068) \cdot 66,83 - 7,64 - 1,17 \cdot 22,41}{100 \cdot 12,011} = 0,998, \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Объем монооксид углерода вычисляем по формуле:

$$V_{CO} = C_{CO} \cdot (V_{CO} + V_{CO_2} + V_{CH_4}), \text{ м}^3 / \text{кг} \quad (65)$$

где C_{CO} - концентрация монооксид углерода в синтез-газе, %

$$V_{CO} = 0,82 \cdot 0,998 = 0,82, \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Объем диоксида углерода вычисляем по формуле:

$$V_{CO_2} = C_{CO_2} \cdot (V_{CO} + V_{CO_2} + V_{CH_4}), \text{ м}^3 / \text{кг} \quad (66)$$

где C_{CO_2} - концентрация диоксида углерода в синтез-газе, %

$$V_{CO_2} = 0,11 \cdot 0,998 = 0,11, \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Объем метана вычисляем по формуле:

$$V_{CH_4} = C_{CH_4} \cdot (V_{CO} + V_{CO_2} + V_{CH_4}), \text{ м}^3 / \text{кг} \quad (67)$$

где C_{CH_4} - концентрация метана в синтез-газе, %

$$V_{CH_4} = 0,07 \cdot 0,998 = 0,07, \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Вычисляем объем отсасываемого газа по формуле:

$$V_{омс} = \frac{\left(V_{CO} \cdot 0,03 \cdot \frac{CO_{омс}}{100} \right)}{CO_{омс}} \cdot 100 = \frac{\left(0,82 \cdot 0,03 \cdot \frac{7}{100} \right)}{7} \cdot 100 = 0,0246, \text{ м}^3 / \text{кг} \quad (68)$$

Объемы H_2 и H_2O , m^3/kg , можно вывести из известной степени разложения водяного пара χ , вычисленных ранее компонентов синтез-газа и соблюдения элементного баланса:

$$V_{H_2} = \chi \cdot \left[G_{H_2O} \cdot \frac{2 \cdot 1,008}{2 \cdot 1,008 + 16} + \frac{H^p - \Delta H_{cm}^p}{100} - \left(2 \cdot V_{CH_4} + V_{H_2S} + \frac{H_2O_{omc}}{100} \cdot V_{omc} \right) \cdot \frac{2 \cdot 1,008}{100} \right] \times \frac{22,41}{2 \cdot 1,008}, m^3/kg \quad (69)$$

где χ - степени разложения водяного пара принята 85%;

G_{H_2O} - расход пара на фурмы, принимаемый в первом приближении и корректируемый в дальнейшем, kg/kg ;

H_2O_{omc} - процент водяных паров в отсасываемых газах, %.

$$V_{H_2} = 0,85 \cdot \left[0,25 \cdot \frac{2 \cdot 1,008}{2 \cdot 1,008 + 16} + \frac{4,5 - 0,054}{100} - \left(2 \cdot 0,07 + 0,00071 + \frac{2}{100} \cdot 0,0246 \right) \cdot \frac{2 \cdot 1,008}{100} \right] \times \frac{22,41}{2 \cdot 1,008} = 0,658, m^3/kg,$$

$$V_{H_2O} = V_{H_2} \cdot \frac{1 - \chi}{\chi} + \frac{W^p}{100} \cdot \frac{22,41}{2 \cdot 1,008 + 16}, m^3/kg \quad (70)$$

$$V_{H_2O} = 0,658 \cdot \frac{1 - 0,85}{0,85} + \frac{10,5}{100} \cdot \frac{22,41}{2 \cdot 1,008 + 16} = 0,247, m^3/kg$$

Вычисляем объем N_2 из баланса кислорода в системе по формуле:

$$V_{N_2} = \left[V_{CO} + 2 \cdot V_{CO_2} + V_{H_2O} + \left(H_2O_{omc} + 2 \cdot CO_{2omc} + CO_{omc} \right) \cdot \frac{V_{omc}}{100} \right] \cdot \frac{16}{22,41} - \frac{O^p}{100} - \left(\frac{W^p}{100} + G_{H_2O} \right) \cdot \frac{16}{2 \cdot 1,008 + 16} \cdot \frac{22,41}{2 \cdot 16} \cdot \frac{79}{21} - \frac{N_{2omc}}{100} \cdot V_{omc} + \frac{N^p}{100} \cdot \frac{22,41}{2 \cdot 14,008}, m^3/kg, \quad (71)$$

$$V_{N_2} = \left[0,82 + 2 \cdot 0,11 + 0,247 + (2 + 2 \cdot 14 + 7) \cdot \frac{0,0246}{100} \right] \cdot \frac{16}{22,41} - \frac{8,88}{100} - \left(\frac{10,5}{100} + 0,25 \right) \cdot \frac{16}{2 \cdot 1,008 + 16} \cdot \frac{22,41}{2 \cdot 16} \cdot \frac{79}{21} - \frac{75}{100} \cdot 0,0246 + \frac{2,4}{100} \cdot \frac{22,41}{2 \cdot 14,008} = 1,374, m^3/kg$$

Вычисляем объем генераторного газа в выходном патрубке реактора на 1кг поданного топлива по формуле:

$$V_{z.s.} = V_{CO} + V_{CO_2} + V_{CH_4} + V_{H_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{H_2S} + V_{cm}, m^3/kg \quad (72)$$

$$V_{z.z.} = 0,82 + 0,11 + 0,07 + 0,658 + 0,247 + 1,374 + 0,00071 + 0,000023 = 3,28, \text{ м}^3/\text{кг}$$

Вычисляем процентное содержания составляющих синтез-газа по формуле:

$$C_{\text{сост}} = \frac{V_{\text{сост}}}{V_{z.z.}} \cdot 100, \% \quad (73)$$

где $V_{\text{сост}}$ - объем соединения входящего в состав газа, $\text{м}^3/\text{кг}$;

$V_{z.z.}$ - общий объем синтез-газа получившегося с 1 кг угля.

Полученные данные сводим в таблицу 3.

Таблица 3 – Содержание компонентов в синтез-газе.

Соединение в составе газа	Процентное содержание соединения в газе, %
CO	25
CO_2	3,35
CH_4	2,13
H_2	20,0677
H_2O	7,53
N_2	41,9
H_2S	0,0216
Смола	0,0007
Сумма составляющих:	100

Теплота сгорания и теплоемкость синтез газа определяются по формулам:

$$Q_{н.z.z.}^p = 127,7 \cdot C_{CO} + 356 \cdot C_{CH_4} + 108 \cdot C_{H_2} + 234 \cdot C_{H_2S} + 58366,2 \cdot C_{см}, \text{ кДж} / \text{м}^3, \quad (74)$$

$$Q_{н.z.z.}^p = 127,7 \cdot 25 + 356 \cdot 2,13 + 108 \cdot 20,0677 + 234 \cdot 0,0216 + 58366,2 \cdot 0,0007 = 6164, \text{ кДж} / \text{м}^3,$$

$$C_{z.z.} = C_{CO} \cdot \frac{CO}{100} + C_{CO_2} \cdot \frac{CO_2}{100} + C_{CH_4} \cdot \frac{CH_4}{100} + C_{H_2} \cdot \frac{H_2}{100} + C_{H_2O} \cdot \frac{H_2O}{100} + C_{N_2} \cdot \frac{N_2}{100} + C_{H_2S} \times \\ \times \frac{H_2S}{100} + C_{см} \cdot \frac{Смола}{100}, \text{ кДж} / (\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C}) \quad (75)$$

где C_{CO} - теплоемкость монооксида углерода принимаем $1,3 \text{ кДж} / (\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$;

C_{CO_2} - теплоемкость диоксида углерода принимаем $1,66 \text{ кДж} / (\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$;

C_{CH_4} - теплоемкость метана принимаем $1,548 \text{ кДж} / (\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$;

C_{H_2} - теплоемкость водорода принимаем $1,278 \text{ кДж} / (\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$;

C_{H_2O} - теплоемкость водяных паров принимаем $1,276 \text{ кДж} / (\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$;

C_{N_2} - теплоемкость азота принимаем $1,257 \text{ кДж} / (\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$;

C_{H_2S} - теплоемкость сероводорода принимаем $1,508 \text{ кДж} / (\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$.

$$C_{z.z.} = 1,3 \cdot \frac{25}{100} + 1,66 \cdot \frac{3,35}{100} + 1,548 \cdot \frac{2,13}{100} + 1,278 \cdot \frac{20,0677}{100} + 1,276 \cdot \frac{7,53}{100} + 1,257 \cdot \frac{41,9}{100} + 1,508 \cdot \frac{0,0216}{100} + 271,3 \cdot \frac{0,0007}{100} = 1,295 \text{ кДж} / (\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$$

Расход сухого воздуха в газогенератор вычисляем по формуле:

$$V_{c.s.} = \left(\frac{N_2}{100} \cdot V_{z.z.} + \frac{N_{2omc}}{100} \cdot V_{omc} - \frac{N^p}{100} \cdot \frac{22,41}{2 \cdot 14,008} \right) \cdot \frac{100}{79}, \text{ м}^3 / \text{кз} \quad (76)$$

$$V_{c.s.} = \left(\frac{41,9}{100} \cdot 3,28 + \frac{75}{100} \cdot 0,0246 - \frac{2,4}{100} \cdot \frac{22,41}{2 \cdot 14,008} \right) \cdot \frac{100}{79} = 1,74, \text{ м}^3 / \text{кз}$$

Расход острого пара на дутье вычисляем по формуле:

$$G_{o.n.} = G_{H_2O} - 0,0161 \cdot V_{c.s.} \cdot \frac{16 + 2 \cdot 1,008}{22,41}, \text{ кг/кг} \quad (77)$$

$$G_{o.n.} = 0,25 - 0,0161 \cdot 1,74 \cdot \frac{16 + 2 \cdot 1,008}{22,41} = 0,227, \text{ кг/кг}$$

2.4 Расчет температуры в реакторе

Температура генераторного газа за газификатором, вычисляется из его теплового баланса по формуле:

$$v_{z.z.}'' = \frac{Q_n^p \cdot (1 - 0,01 \cdot q_{4yn}) + h_{ГП} + h_D - V_{z.z.} \cdot Q_{n z.z.}^p - Q_{omc} - h_{Ш}}{C_{z.z.} \cdot V_{z.z.} + C_{зл} \cdot \alpha'_{мин} + C_{ГК} \cdot \alpha_{опз}} \cdot \eta_{ГГ}, ^\circ\text{C} \quad (78)$$

где Q_n^p - низшая теплота сгорания угля подаваемого в газификатор,
 $\text{кДж} / \text{кг}$;

$h_{\text{тп}}$ - энтальпия внесенного в газификатор угля, $\text{кДж} / \text{кг}$;

$h_{\text{д}}$ - энтальпия дутья, $\text{кДж} / \text{кг}$;

$Q_{\text{отс}}$ - химическая и физическая энергия отсасываемых из летки газов,
 $\text{кДж} / \text{кг}$;

$h_{\text{ш}}$ - энтальпия шлака, $\text{кДж} / \text{кг}$;

$C_{\text{зп}}$ - теплоемкость золы, $\text{кДж} / (\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;

$C_{\text{ГК}}$ - теплоемкость кокса принимаем $0,84 \text{кДж} / (\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;

$\eta_{\text{ГГ}}$ - термическое КПД горнового газификатора принимаем 0,93.

Вычисляем энтальпию подаваемого в газификатор угля по формуле:

$$h_{\text{тп}} = C_{\text{тп}} \cdot t_{\text{тп}}, \text{кДж} / \text{кг} \quad (79)$$

где $C_{\text{тп}}$ - теплоемкость угля, $\text{кДж} / (\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;

$t_{\text{тп}}$ - температура подаваемого в газификатор угля, $^\circ\text{C}$.

$$h_{\text{тп}} = 1,3 \cdot 20 = 26, \text{кДж} / \text{кг}$$

Вычисляем энтальпию дутья по формуле:

$$h_{\text{д}} = V_{\text{с.в.}} \cdot C_{\text{с.в.}} \cdot t_{\text{с.в.}} + G_{\text{о.п.}} \cdot h_{\text{о.п.}}, \text{кДж} / \text{кг} \quad (80)$$

где $C_{\text{с.в.}}$ - теплоемкость сухого воздуха принимаем $1,3, \text{кДж} / \text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C}$;

$t_{\text{с.в.}}$ - температура сухого воздуха определяется через степень сжатия в компрессоре и начальной температуре воздуха на входе в компрессор;

$G_{\text{о.п.}}$ - расход острого пара на дутье, $\text{кг} / \text{кг}$;

$h_{\text{о.п.}}$ - энтальпия острого пара принимаем $3233,26, \text{кДж} / \text{кг}$.

$$t_{\text{с.в.}} = \left(T_{\text{нач}} \cdot \pi_{\text{к}}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) - 273,15, ^\circ\text{C} \quad (81)$$

где $T_{нач}$ - начальная температура воздуха на входе в компрессор принимаем 293,15, К;

π_k - степень сжатия компрессора принимаем равной 9;

κ - коэффициент адиабаты для воздуха принимаем 1,4.

$$t_{c.с.} = \left(293,15 \cdot 9^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right) - 273,15 = 198,85 \text{ , } ^\circ\text{C} ,$$

$$h_d = 1,74 \cdot 1,3 \cdot 198,85 + 0,227 \cdot 3233,26 = 1183,75 \text{ , кДж / кг .}$$

Вычисляем химическую и физическую энергию отсасываемых из летки газов по формуле:

$$Q_{omc} = 127,7 \cdot V_{omc} \cdot \frac{CO_{omc}}{100} + V_{omc} \times \left(C_{CO_2} \cdot \frac{CO_2_{omc}}{100} + C_{CO} \cdot \frac{CO_{omc}}{100} + C_{H_2O} \cdot \frac{H_2O_{omc}}{100} + C_{O_2} \cdot \frac{O_2_{omc}}{100} + C_{N_2} \cdot \frac{N_2_{omc}}{100} \right) \cdot t_c + 200, \text{ кДж / кг} \quad (82)$$

где CO_{omc} - содержание монооксида углерода в отсосе , %

CO_2_{omc} - содержание диоксида углерода в отсосе , %

H_2O_{omc} - содержание водяных паров в отсосе , %

O_2_{omc} - содержание кислорода в отсосе , %

N_2_{omc} - содержание азота в отсосе , %

t_c - температура жидкоплавкого состояния шлака принятая 1470 , °C

C_{CO} - теплоемкость монооксида углерода принимаем 1,3, кДж / (кг · °C)

C_{CO_2} - теплоемкость диоксида углерода принимаем 1,66, кДж / (кг · °C)

C_{H_2O} - теплоемкость водяных паров принимаем 1,276, кДж / (кг · °C)

C_{N_2} - теплоемкость азота принимаем 1,257, кДж / (кг · °C)

C_{O_2} - теплоемкость кислорода принимаем 1,21, кДж / (кг · °C)

$$Q_{omc} = 127,7 \cdot 0,0246 \cdot \frac{7}{100} + 0,0246 \times \left(1,66 \cdot \frac{14}{100} + 1,3 \cdot \frac{7}{100} + 1,276 \cdot \frac{2}{100} + 1,21 \cdot \frac{2}{100} + 1,257 \cdot \frac{75}{100} \right) \cdot 1470 + 200 = 247,8, \text{ кДж / кг}$$

Вычисляем энтальпию шлака по формуле:

$$h_{ш} = \frac{A^p}{100} \cdot (C_{зл} \cdot \vartheta) , \text{ кДж / кг} \quad (82)$$

где $(C_{зл} \cdot \vartheta)$ - энтальпия золы при температуре $t_c + 200$ принимаем 2007,6 кДж/кг из Таблицы XIV[5, стр. 153];

t_c - температура жидкоплавкого состояния шлака принятая 1470, °С .

$$h_{ш} = \frac{6.6}{100} \cdot 2007,6 = 132,5 , \text{ кДж / кг}$$

Определим теплоемкость золы по формуле:

$$C_{зл} = \frac{(C_{зл} \cdot \vartheta)}{t_c + 200} = \frac{2007,6}{1470 + 200} = 1,2 , \text{ кДж / (кг} \cdot \text{°С)} , \quad (83)$$

$$v_{г.г.}'' = \frac{26573 \cdot (1 - 0,01 \cdot 1,15) + 26 + 1183,75 - 3,28 \cdot 6164 - 247,8 - 132,5}{1,295 \cdot 3,28 + 1,2 \cdot 0,0231 + 0,84 \cdot 0,09252} \cdot 0,93 = 1469,6, \text{ °С}$$

Определив температуру синтез-газа за реактором определим температуру в фурменной зоне реактора для этого в соответствии с диаграммой изображенной на рисунке 2.3[3, стр. 76] определим температуру на уровне фокуса нижних фурм над леткой $v_{\phi 1} \approx 2056,6, \text{ °С}$.

Так как $v_{\phi 1} > t_c + 200 = 1470 + 200 = 1670, \text{ °С}$ следовательно температура в нижней фурменной зоне обеспечивает стабильный выход шлака из газификатора.

3. Анализ тепловой схемы блока с газификатором

Для расчета теплового и материального баланса схемы с газификатором, в исходную схему был добавлен газификатор, а ПВД заменен охладителем синтез-газа.

Охладитель синтез-газа необходим с целью понижения температуры до значений обеспечивающих снижение коррозии стали газопровода синтез-газа сероводородом, без применения дополнительных мер подавления H_2S диапазон рекомендуемых температур находится в пределах 470-570 К[3, стр. 53], примем температуру равной 200 °С.

В данной компоновке схемы температуру питательной воды не возможно будет регулировать расходом пара через ПВД, так как она будет зависеть от расхода синтез газа и питательной воды, то расчет расхода газа через охладитель будет определяться итерационно по теплотворной способности синтез-газа и разнице энтальпии питательной воды и острого пара.

Значения параметров отборов принимаем в соответствии с расчетом исходной схемы.

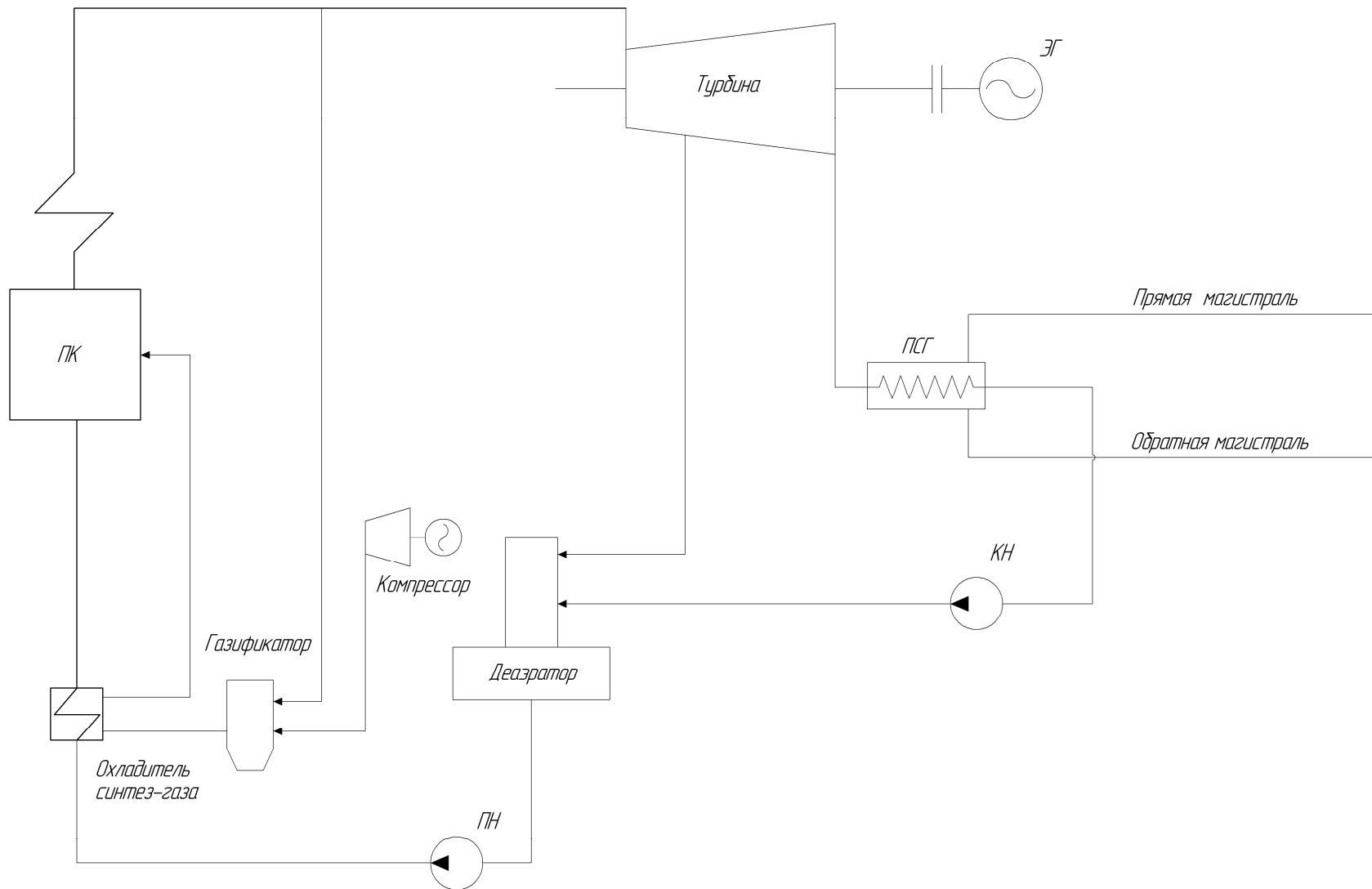


Рисунок 5 – Принципиальная тепловая схема ПТУ с газификацией угля

3.1 Расчет теплоты сгорания синтез-газа

Состав синтез-газа:

$$\begin{array}{lll} N_2 = 41,9, \% & H_2 = 20,06, \% & CH_4 = 2,13, \% \\ CO = 25, \% & CO_2 = 3,35, \% & H_2S = 0,0216, \% \end{array}$$

Определим теоретически необходимое количество воздуха для сжигания m^3 синтез-газа:

$$V_0^e = 0,0476 \cdot [0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + 1,5 \cdot H_2S + \sum (m + \frac{n}{4}) \cdot C_m H_n], \quad (84)$$

$$V_0^e = 0,0476 \cdot [0,5 \cdot 25 + 0,5 \cdot 20,06 + 1,5 \cdot 0,0216 + (1 + \frac{4}{4}) \cdot 2,13] = 1,277 \frac{m^3}{m^3}.$$

Определим энтальпию воздуха после воздухоподогревателя.

Температуру воздуха после воздухоподогревателя принимаем в соответствии с прототипом $t_g = 300, C^\circ$. Теплоемкость воздуха $C_p^e = f(t_g) = 1047, \text{кДж}(\text{кг} \cdot C^\circ)$.

Приведем значение теплоемкости воздуха на m^3 :

$$C_g = C_p^e \cdot \rho_g = 1047 \cdot 0,615 = 643,905, \frac{\text{Дж}}{m^3 \cdot C^\circ} \quad (85)$$

где ρ_g - плотность воздуха при t_g , $\rho_g = 0,615, \text{кг} / m^3$.

Рассчитаем энтальпию воздуха поступающего в топку по формуле:

$$h_g = \frac{t_g \cdot C_g \cdot V_0^e}{1000} = \frac{300 \cdot 643,905 \cdot 1,277}{1000} = 251,644, \frac{\text{кДж}}{m^3} \quad (86)$$

Определим теплоту сгорания m^3 синтез-газа:

$$Q_n^p = Q_{н.г.г.}^p + h_g = 6164 + 251,644 = 6415,644, \text{кДж} / m^3 \quad (87)$$

3.2 Определение расхода синтез-газа на котел

В ходе итерационного расчета была определена температура питательной воды после охладителя газа и расходы пара по потокам, в данной работе приводятся окончательные значения полученных параметров.

$$h_{н6} = 656,521, \text{кДж} / \text{кг}$$

При сжигании м^3 синтез-газа в топке рабочему телу будет передано тепла:

$$Q_{\text{ПГ}}^{\text{с.з.}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{ПГ}} = 6415,644 \cdot 0,92 = 5902,393, \text{кДж} / \text{м}^3 \quad (88)$$

где $\eta_{\text{ПГ}}$ - термический КПД парогенератора, принимаем $\eta_{\text{ПГ}} = 0,92$.

Расход синтез-газа на котел:

$$G_{\text{с.з.}}^{\text{в}} = \frac{G_{\text{ПГ}} \cdot (h_0 - h_{н6}) + G_{\text{нр}} \cdot (h'_{\text{нр}} - h_{н6})}{Q_{\text{ПГ}}^{\text{с.з.}}}, \text{м}^3 / \text{с} \quad (89)$$

где $G_{\text{ПГ}}$ - расход пара с котла, в ходе итерационного расчета получили значение $G_{\text{ПГ}} = 37,732, \text{кг} / \text{с}$;

$G_{\text{нр}}$ - расход продувочной воды с котла, $G_{\text{нр}} = 1,509, \text{кг} / \text{с}$.

$$G_{\text{с.з.}}^{\text{в}} = \frac{37,732 \cdot (3233,26 - 656,521) + 1,509 \cdot (1048,2 - 656,521)}{5902,393} = 16,572, \text{м}^3 / \text{с}$$

3.3 Определение массового расхода синтез-газа

Плотность компонентов синтез-газа при температуре $1469,6 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\rho_{\text{CO}} = 0,2285, \text{кг} / \text{м}^3 \quad \rho_{\text{CH}_4} = 0,05, \text{кг} / \text{м}^3 \quad \rho_{\text{H}_2\text{O}} = 1,118, \text{кг} / \text{м}^3$$

$$\rho_{\text{CO}_2} = 0,207, \text{кг} / \text{м}^3 \quad \rho_{\text{H}_2} = 0,0164, \text{кг} / \text{м}^3 \quad \rho_{\text{N}_2} = 0,0164, \text{кг} / \text{м}^3$$

$$\rho_{\text{H}_2\text{S}} = 1,36, \text{кг} / \text{м}^3$$

Определим плотность синтез газа:

$$\rho_{c.z.} = \rho_{CO} \cdot \frac{CO}{100} + \rho_{CO_2} \cdot \frac{CO_2}{100} + \rho_{CH_4} \cdot \frac{CH_4}{100} + \rho_{H_2} \cdot \frac{H_2}{100} + \rho_{H_2O} \cdot \frac{H_2O}{100} + \rho_{N_2} \cdot \frac{N_2}{100} + \rho_{H_2S} \cdot \frac{H_2S}{100}, \text{кг} / \text{м}^3 \quad (90)$$

где CO , CO_2 и т.д. – содержание элемента в синтез-газе.

$$\rho_{c.z.} = 0,2285 \cdot \frac{25}{100} + 0,207 \cdot \frac{3,35}{100} + 0,05 \cdot \frac{2,13}{100} + 0,0164 \cdot \frac{20,0677}{100} + 1,118 \cdot \frac{7,53}{100} + 0,0164 \cdot \frac{41,9}{100} + 1,36 \cdot \frac{0,0216}{100} = 0,159, \text{кг} / \text{м}^3$$

Определим массовый расход синтез-газа:

$$G_{c.z.}^m = G_{c.z.}^v \cdot \rho_{c.z.} = 16,572 \cdot 0,159 = 2,635, \text{кг} / \text{с} \quad (91)$$

Для составления теплового и материального баланса нам необходимо определить энтальпию синтез-газа на входе и выходе из охладителя газа, для этого определим массовую долю каждого компонента в синтез газе и его энтальпию.

Определим массу составляющих синтез газа в 1 кг газа:

$$CO^m = \frac{\left(\rho_{CO} \cdot \frac{CO}{100} \right)}{\rho_{c.z.}} = \frac{\left(0,2285 \cdot \frac{25}{100} \right)}{0,159} = 0,359, \text{кг} , \quad (92)$$

$$CO_2^m = \frac{\left(\rho_{CO_2} \cdot \frac{CO_2}{100} \right)}{\rho_{c.z.}} = \frac{\left(0,207 \cdot \frac{3,35}{100} \right)}{0,159} = 0,044, \text{кг} , \quad (93)$$

$$CH_4^m = \frac{\left(\rho_{CH_4} \cdot \frac{CH_4}{100} \right)}{\rho_{c.z.}} = \frac{\left(0,05 \cdot \frac{2,13}{100} \right)}{0,159} = 0,0067, \text{кг} , \quad (94)$$

$$H_2^m = \frac{\left(\rho_{H_2} \cdot \frac{H_2}{100} \right)}{\rho_{c.z.}} = \frac{\left(0,0164 \cdot \frac{20,067}{100} \right)}{0,159} = 0,0207, \text{кг} , \quad (95)$$

$$H_2O^m = \frac{\left(\rho_{H_2O} \cdot \frac{H_2O}{100} \right)}{\rho_{c.z.}} = \frac{\left(1,118 \cdot \frac{7,53}{100} \right)}{0,159} = 0,5295, \text{кг} , \quad (96)$$

$$N_2^m = \frac{\left(\rho_{N_2} \cdot \frac{N_2}{100}\right)}{\rho_{c.z.}} = \frac{\left(0,0164 \cdot \frac{41,9}{100}\right)}{0,159} = 0,0432, \text{ кг}, \quad (97)$$

$$H_2S^m = \frac{\left(\rho_{H_2S} \cdot \frac{H_2S}{100}\right)}{\rho_{c.z.}} = \frac{\left(1,36 \cdot \frac{0,0216}{100}\right)}{0,159} = 0,0018, \text{ кг}. \quad (98)$$

Энтальпии компонентов синтез-газа при температуре на входе и на выходе из охладителя газа[6] сведем в таблицу 4.

Таблица 4 – Энтальпия элементов составляющих синтез-газ

Элемент в составе синтез-газа	Энтальпия элементов, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$	
	$t^{ex} = 1469,6, ^\circ\text{C}$	$t^{bix} = 200, ^\circ\text{C}$
CO	2003,7	492,72
CO_2	1941,93	374,53
CH_4	1047,13	266,7
H_2	26133	6726,10
H_2O	3871,99	881,43
N_2	1984,8	491,94
H_2S	729,8	195,8

Энтальпия синтез-газа перед охладителем газа:

$$h_{c.z.}^{ex} = CO^m \cdot h_{CO}^{ex} + CO_2^m \cdot h_{CO_2}^{ex} + CH_4^m \cdot h_{CH_4}^{ex} + H_2^m \cdot h_{H_2}^{ex} + H_2O^m \cdot h_{H_2O}^{ex} + N_2^m \cdot h_{N_2}^{ex} + H_2S^m \cdot h_{H_2S}^{ex}, \text{ кДж} / \text{кг} \quad (99)$$

$$h_{c.z.}^{ex} = 0,359 \cdot 2003,7 + 0,044 \cdot 1941,93 + 0,0067 \cdot 1047,13 + 0,0207 \cdot 26133 + 0,5295 \cdot 3871,99 + 0,0432 \cdot 1984,8 + 0,0018 \cdot 729,8 = 3489,713, \text{ кДж} / \text{кг}$$

Энтальпия синтез-газа после охладителя газа:

$$h_{c.z.}^{bix} = CO^m \cdot h_{CO}^{bix} + CO_2^m \cdot h_{CO_2}^{bix} + CH_4^m \cdot h_{CH_4}^{bix} + H_2^m \cdot h_{H_2}^{bix} + H_2O^m \cdot h_{H_2O}^{bix} + N_2^m \cdot h_{N_2}^{bix} + H_2S^m \cdot h_{H_2S}^{bix}, \text{ кДж} / \text{кг} \quad (100)$$

$$h_{c.z.}^{bix} = 0,359 \cdot 492,72 + 0,044 \cdot 374,53 + 0,0067 \cdot 266,7 + 0,0207 \cdot 6726,1 + 0,5295 \cdot 881,43 + 0,0432 \cdot 491,94 + 0,0018 \cdot 195,8 = 822,672, \text{ кДж} / \text{кг}$$

3.4 Расчет материального и теплового баланса схемы с газификатором

Как и в исходной схеме режим работы ПТУ с газификатором определяется как теплофикационный, при этом снизится расход пара через производственный отбор т.к. ПВД в схеме отсутствует.

С учетом расхода пара на регенерацию при работе турбины в данном режиме по режимной карте принимаем электрическую мощность $N_g = 19,92, \text{MBm}$.

Оценка предварительного расхода пара на турбину:

$$G'_0 = k_p \cdot \left[\frac{N_g \cdot 10^3}{H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_e} \right], \text{ кг / с} \quad (101)$$

где k_p - коэффициент регенерации тепла, с учетом требований [2, стр. 25] задаемся $k_p = 1,14$;

η_m - механический КПД турбины, принимаем $\eta_m = 0,995$;

η_e - КПД электрического генератора, принимаем $\eta_e = 0,995$.

$$G'_0 = 1,14 \cdot \left[\frac{19,92 \cdot 10^3}{650,45 \cdot 0,995 \cdot 0,995} \right] = 35,265, \text{ кг / с}$$

Рассчитаем мощность ПСГ при работе турбины в теплофикационном режиме по формуле:

$$Q_{\text{ПСГ}} = G_m \cdot (h_k - h'_{\text{нсз}}) \cdot \eta_{\text{нсз}}, \text{ MBm} \quad (102)$$

где $h'_{\text{нсз}}$ - энтальпия дренажа с ПСГ, $h'_{\text{нсз}} = 374,45, \text{ кДж / кг}$;

$\eta_{\text{нсз}}$ - КПД сетевого подогревателя принимаем в соответствии с [2, стр. 24], $\eta_{\text{нсз}} = 0,98$.

$$Q_{\text{ПСГ}} = 33,33 \cdot (2582,81 - 374,45) \cdot 0,98 = 72,13, \text{ MBm}$$

Определим энтальпию основного конденсата после ОУ и ОЭ, для этого определим изменение энтальпии конденсата в ОУ и ОЭ по формуле:

$$\Delta h_{ок} = (\Delta t_{оз} + \Delta t_{оу}) \cdot C_p, \text{кДж} / \text{кг} \quad (103)$$

где C_p - теплоемкость воды при нормальных условиях, $C_p = 4,19, \text{кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$.

$$\Delta h_{ок} = (3+1) \cdot 4,19 = 16,76, \text{кДж} / \text{кг}$$

Энтальпия основного конденсата после ОУ и ОЭ:

$$h_{ок} = h'_{нс2} + \Delta h_{ок} = 374,45 + 16,76 = 391,21, \text{кДж} / \text{кг} \quad (104)$$

Определим расход пара из производственного отбора на деаэратор а также расход питательной воды и ее энтальпию, для чего решим систему уравнений:

$$G_{нс} = G_{д}^n + G_m, \text{кг} / \text{с}, \quad (105)$$

$$G_{д}^n = \frac{G_{нс} \cdot h'_d - G_m \cdot h_{ок}}{h_n}, \text{кг} / \text{с}, \quad (106)$$

$$h_{нс} = \frac{G_{с.з.}^m \cdot (h_{с.з.}^{ex} - h_{с.з.}^{вх})}{G_{нс}}, \text{кДж} / \text{кг}. \quad (107)$$

где $G_{нс}$ - расход питательной воды, $\text{кг} / \text{с}$;

$G_{д}^n$ - расход пара из производственного отбора на деаэратор, $\text{кг} / \text{с}$;

η_d - КПД деаэратора, принимаем $\eta_d = 0,99$.

Получив значения расходов $G_{д}^n$, $G_{нс}$, $h_{нс}$ в первом приближении определим значения расходов утечек, расхода на уплотнения и на эжектора, т.к. эти расходы определяются через относительные величины то за единицу принимаем расход пара на турбину.

$$G_{ТУ} = G_m + G_{д}^n + G_{ym} = 33,33 + 0,944 + 0,416 = 34,69, \text{кг} / \text{с} \quad (108)$$

Определим реальные значения расходов через утечки и на уплотнения с эжекторами:

$$G_{ym} = \alpha_{ym} \cdot G_{TY} = 0,012 \cdot 34,69 = 0,416, \text{ кг / с} \quad (109)$$

где α_{ym} - относительный расход пара через утечки, принимаем в соответствии с [2, стр. 31], $\alpha_{ym} = 0,012$.

$$G_{ynl} = \alpha_{ynl} \cdot G_{TY} = 0,04 \cdot 34,69 = 1,388, \text{ кг / с} \quad (110)$$

где α_{ynl} - относительный расход пара на уплотнения, принимаем в соответствии с [2, стр. 30], $\alpha_{ynl} = 0,04$.

$$G_3 = \alpha_3 \cdot G_{TY} = 0,003 \cdot 34,69 = 0,104, \text{ кг / с} \quad (111)$$

где α_3 - относительный расход пара эжектора, принимаем в соответствии с [2, стр. 30], $\alpha_3 = 0,003$.

Определим расход пара на газификацию угля по формуле:

$$G_{2ф} = G_{c.г.}^{y2л\bar{y}} \cdot G_{o.n.}, \text{ кг / с} \quad (112)$$

где $G_{o.n.}$ - расход пара на газификацию кг угля, $G_{o.n.} = 0,227, \text{ кг}$;

$G_{c.г.}^{y2л\bar{y}}$ - расход угля на выработку $G_{c.г.}^m$ синтез-газа;

$$G_{c.г.}^{y2л\bar{y}} = \frac{G_{c.г.}^v}{V_{c.г.}} = \frac{16,572}{3,28} = 5,053, \text{ кг / с} \quad (113)$$

где $V_{c.г.}$ - выход синтез-газа с кг угля, $V_{c.г.} = 3,28, \text{ м}^3$

$G_{c.г.}^v$ - расход синтез-газа на парогенератор, $G_{c.г.}^v = 16,572, \text{ кг / с}$

$$G_{2ф} = 5,053 \cdot 0,227 = 1,147, \text{ кг / с}$$

Определив расходы пара в схеме рассчитаем расход пара с парогенератора:

$$G_{II} = G_{TY} + G_{ym} + G_{ynl} + G_3 + G_{2ф}, \text{ кг / с} \quad (114)$$

где $G_{зф}$ - расход пара на газификацию угля, кг/с.

$$G_{III} = 34,69 + 0,416 + 1,388 + 0,104 + 1,147 = 37,745, \text{ кг / с}$$

Рассчитаем расход продувки котла:

$$G_{np} = \alpha_{np} \cdot G_{III} = 0,04 \cdot 37,745 = 1,51, \text{ кг / с} \quad (115)$$

где α_{np} - относительный расход продувочной воды, принимаем в соответствии с [2, стр. 26], $\alpha_{np} = 0,04$.

Определим расход добавочной воды:

$$G_{дв} = G_{ym} + G_{np} + G_{зф} = 0,416 + 1,51 + 1,147 = 3,073, \text{ кг / с} \quad (116)$$

Определим расход воды основного конденсата:

$$G_{ок} = G_{TY} + G_{yml} + G_{з} + G_{дв} = 34,69 + 1,388 + 0,104 + 3,073 = 39,255, \text{ кг / с} \quad (117)$$

Скорректировав уравнения с учетом полученных выше значений расходов получим систему уравнений:

$$G_{нв} = G_{д}^n + G_m + G_{yml} + G_{з} + G_{дв}, \text{ кг / с} \quad (118)$$

$$G_{д}^n = \frac{G_{нв} \cdot h'_0 - G_m \cdot h_{ок} - ((G_{yml} \cdot G_{з}) \cdot h'_0 + G_{дв} \cdot h_{ок})}{h_n}, \text{ кг / с} \quad (119)$$

$$h_{нв} = \frac{G_{с.з.}^m \cdot (h_{с.з.}^{ex} - h_{с.з.}^{облх})}{G_{нв}}, \text{ кДж / кг} \quad (120)$$

где h'_0 - энтальпия пара после эжекторов и уплотнений, принимаем как энтальпию кипящей жидкости при давлении p_0 .

Решив систему уравнений получим значения $G_{д}^n$, $G_{нв}$, $h_{нв}$:

$$G_{д}^n = 0,944, \text{ кг / с}$$

$$G_{нв} = 38,839, \text{ кг / с}$$

$$h_{нв} = 656,285, \text{ кДж / кг}$$

Определим температуру питательной воды в соответствии с $p_{nh} = 3,77, \text{МПа}$ и $h_{ng} = 656,285, \text{кДж/кг}$, $t_{ng} = 155,13, \text{°C}$.

Найдем значение параметров конденсата в точке смешения:

$$h_{ок}^* = h_{ок} = 391,21, \text{кДж/кг}$$

$$G_{ок}^* \cdot h_{ок}^* = G_{ок} \cdot h_{ок} - (G_{упл} + G_3) \cdot h'_{ncz}, \text{кДж/с} \quad (121)$$

$$G_{ок}^* = \frac{G_{ок} \cdot h_{ок} - (G_{упл} + G_3) \cdot h'_{ncz}}{h_{ок}^*} = \frac{39,255 \cdot 391,21 - (1,388 + 0,104) \cdot 374,45}{391,21} = 37,827, \text{кДж/с}$$

3.5 Проверка материального баланса в схеме

Выполним проверку материального баланса рабочего тела в схеме.

Расход пара в конденсатор:

$$G_k = G_{ТУ} - (G_{ПВД}^n + G_{ym}) = 34,69 - (0,944 + 0,416) = 33,33, \text{кДж/с} \quad (122)$$

Так же для этого расхода можно со стороны воды записать выражение вида:

$$G'_k = G_{ок}^* - G_{слив}, \text{кДж/с} \quad (123)$$

где $G_{слив}$ - слив воды в ПСГ, $G_{слив} = G_3 + G_{упл} + G_{ов} = 4,565, \text{кДж/с}$.

$$G'_k = 37,827 - 4,565 = 33,262, \text{кДж/с}$$

Подсчитаем ошибку в расходах:

$$\delta G_k = \left(\frac{|G_k - G'_k|}{G_k} \right) \cdot 100 = \left(\frac{|33,33 - 33,262|}{33,33} \right) \cdot 100 = 0,203, \% \quad (124)$$

Допустимая ошибка до 0,5% т.к. $\delta G_k < 0,5, \%$ следовательно продолжаем расчет.

Подсчитаем ошибку в расходах на турбину:

$$\delta G_0 = \left(\frac{|G_{ТУ} - G'_0|}{G_{ТУ}} \right) \cdot 100 = \left(\frac{|34,69 - 35,265|}{34,69} \right) \cdot 100 = 1,658, \% \quad (125)$$

Допустимая ошибка до 2% т.к. $\delta G_0 < 2, \%$ следовательно продолжаем расчет.

Правильность расходов возможно определить по расчетной электрической мощности:

$$N'_3 = (H_i \cdot G_m + (G_{ПВД}^n + G_D^n) \cdot H_j) \cdot \eta_m \cdot \eta_e, \text{кВт} \quad (126)$$

где H_j - удельная работа 1 кг пара идущего в производственный отбор, $\text{кДж} / \text{кг}$

$$H_j = h_0 - h_n = 3233,26 - 2890 = 343,26, \text{кДж} / \text{кг}, \quad (127)$$

$$N'_3 = \frac{(650,45 \cdot 33,33 + (0,944) \cdot 343,26) \cdot 0,96 \cdot 0,951}{10^3} = 20,088, \text{МВт}.$$

Найдем значение расхождения расчетной и заданной мощности:

$$\delta N_3 = \left(\frac{|N_3 - N'_3|}{N_3} \right) \cdot 100 = \left(\frac{|19,92 - 20,088|}{19,92} \right) \cdot 100 = 0,845, \% \quad (128)$$

Допустимая ошибка до 1% т.к. $\delta N_3 < 1, \%$ следовательно продолжаем расчет.

3.6 Расчет тепловой экономичности схемы

Тепловая нагрузка парогенерирующей установки:

$$Q_{ПГ} = \frac{G_{ПГ} \cdot (h_0 - h_{н6}) + G_{пр} \cdot (h'_{пр} - h_{н6})}{10^3}, \text{МВт} \quad (129)$$

где $h'_{пр}$ - энтальпия продувочной воды, определяется как энтальпия кипящей жидкости при давлении в барабане p_6 рассчитываемое через формулу[2, стр. 26]:

$$p_6 = 1,2 \cdot p_0 = 1,2 \cdot 2,9 = 3,48, \text{МПа}, \quad (130)$$

$$Q_{ПГ} = \frac{37,745 \cdot (3233,26 - 656,285) + 1,51 \cdot (1048,2 - 656,285)}{10^3} = 97,859, \text{МВт}.$$

Полная тепловая нагрузка турбоустановки:

$$Q_{TV} = \frac{(G_{TV} + G_{унл}) \cdot (h_0 - h'_0) + G_{об} \cdot (h_{об} - h'_0)}{10^3}, MBm \quad (130)$$

где $h_{об}$ - энтальпия добавочной воды принимаемая согласно указаниям [2, стр. 37] как $h_{об} = h'_{нсз} = 374,45, кДжс / кг$

$$Q_{TV} = \frac{(34,69 + 1,388) \cdot (3233,26 - 475,34) + 3,073 \cdot (374,45 - 475,34)}{10^3} = 95,189, MBm$$

Определим тепловую нагрузку турбоустановки на отопление по формуле:

$$Q_m = \frac{Q_{ПСГ}}{\eta_n} = \frac{73,133}{0,98} = 73,605, MBm \quad (131)$$

Тепловая нагрузка турбоустановки по производству электроэнергии:

$$Q_{TV}^э = Q_{TV} - Q_m = 95,189 - 73,605 = 21,584, MBm \quad (132)$$

Рассчитаем КПД установки по производству электроэнергии:

$$\eta_{TV}^э = \frac{N_э}{Q_{TV}^э} = \frac{19,92}{21,584} = 0,923 \quad (133)$$

Определим КПД трубопроводов связывающих парогенератор с турбиной по формуле:

$$\eta_{mp} = \frac{Q_{TV}}{Q_{ПГ}} = \frac{95,189}{97,859} = 0,973 \quad (134)$$

Определим КПД блока по отпуску электроэнергии:

$$\eta_c^э = \eta_{TV}^э \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_{нзг} \cdot \eta_k \cdot (1 - k_{сн}) \quad (135)$$

где $\eta_{нзг}$ - КПД парогенерирующей установки принимаем в соответствии с указаниями [2, стр. 38] равным $\eta_{нзг} = 0,92$;

η_k - КПД турбокомпрессора, принимаем $\eta_k = 0,85$ [7, стр. 151];

$k_{сн}$ - удельный расход электроэнергии на собственные нужды станции, принимается для ТЭС на твердом топливе в соответствии с указаниями [2, стр. 38] равным $k_{сн} = 0,06$.

$$\eta_c^3 = 0,923 \cdot 0,973 \cdot 0,92 \cdot 0,85 \cdot (1 - 0,06) = 0,66$$

Удельный расход условного топлива по отпуску электроэнергии:

$$b_{омн}^3 = \frac{123}{\eta_c^3} = \frac{123}{0,66} = 186,442 \text{ г.у.т} / (\text{кВт} \cdot \text{ч}) \quad (136)$$

Рассчитаем КПД блока по отпуску теплоты:

$$\eta_c^m = \eta_{нгу} \cdot \eta_{мп} \cdot \eta_n = 0,92 \cdot 0,973 \cdot 0,98 = 0,877 \quad (137)$$

Удельный расход условного топлива по отпуску теплоты:

$$b_{омн}^m = \frac{34,1}{\eta_c^m} = \frac{34,1}{0,877} = 38,883, \text{ кг.у.т} / \text{ГДж} \quad (138)$$

3.7 Выбор топлива для сравнительного анализа

В качестве топлива для анализа эффективности газификации угля был выбран более дешевый, чем исходное топливо бурый уголь Березовского месторождения с низшей теплотой сгорания $Q_p'' = 15660, \text{ кДж} / \text{кг}$ [5, стр. 132].

Проведя расчеты газификации бурого угля и получив значения состава и низшей теплоты сгорания полученного из данного угля синтез-газа произвели расчеты тепловой схемы.

Полученные результаты сведем в таблицу 5.

Таблица 5 – Сводная таблица значений параметров полученных в ходе расчета схем.

Схема	Расчетная электрическая мощность	Расход пара с отборов		КПД блока по отпуску электроэнергии	КПД блока по отпуску теплоты	Удельный расход условного топлива по отпуску электроэнергии	Удельный расход условного топлива по отпуску тепла
		кг/с		%	%	<i>г.у.т / кВт·ч</i>	<i>кг.у.т / ГДж</i>
	МВт	Производственный	Теплофикационный				
Исходная	20,875	3,455	33,33	68,9	87,9	178,45	38,812
С газификатором (исходный уголь)	19,92	0,944	33,33	66	87,7	186,44	38,88
С газификатором (бурый уголь)	19,92	0,93	33,33	62,8	87,4	195,82	39,026

4. Социальная ответственность

Введение

Социальная ответственность – это способность организации или предприятия на добровольной основе оценить последствия своей деятельности для социального развития общества и принять меры по развитию общества в социальной, экономической и экологической сферах.

Корпоративная социальная ответственность – это специфические обязательства компании и исходящие из них действия коммерческих организаций в отношении потребностей общества, вычисляемых и располагаемых вне основной деятельности бизнеса.

Индивидуальная социальная ответственность – это ответственность отдельного человека за последствия принятых им решений на общество или группу людей.

В результате хозяйственной деятельности Кемеровской ТЭЦ оказывается влияние на окружающую среду и прилегающие к ним населенные пункты. ООО «СГК» которой принадлежит Кемер. ТЭЦ принимает на себя ответственность за сбережение и рациональное использование природных ресурсов, снижение негативного воздействия производства на окружающую среду.

В целях снижения нештатных режимов работы оборудования и чрезвычайных ситуаций, в компании действует система подготовки и переподготовки персонала базирующиеся на современных учебных технологиях и обеспечивает соответствие квалификации персонала требованиям текущей и перспективной деятельности организации.

В данной работе рассматривается возможность использования не проектного для эксплуатируемых котлов топлива, с использованием технологии газификации что позволит использовать низкокачественные угли а следовательно сохранить высококачественное топливо для будущих поколений.

4.1 Производственная безопасность

Определим вредные и опасные производственные факторы при реализации проекта определения эффективности газификации угля на примере Кемеровской ТЭЦ и представим в виде таблицы 6.

Таблица 6 – Опасные и вредные факторы при оценке эффективности газификации угля на примере Кемеровской ТЭЦ

Источник фактора	Факторы (ГОСТ 12.0.003-74)		Нормативные документы
	Вредные	Опасные	
Котельный агрегат.	Вещества в воздухе рабочей зоны	Повышенная температура	ГОСТ 12.1.005-88. «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны». СанПиН 2.2.4.548–96. «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений».
Вспомогательное оборудование.	Шум	Движущиеся машины и механизмы	ГОСТ 12.1.003-83 «Шум. Общие требования безопасности». СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки».
Вспомогательное оборудование. Топливо.	Вибрация	Горючие материалы	ГОСТ 12.1.012-90 «ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования». СН 2.2.4/2.1.8.566-96 «Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий». ГОСТ 12.1-004-76 «Пожарная безопасность»
Отсутствие повсеместного естественного освещения. Топливо.	Недостаток освещения	Взрывоопасные среды	СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278–03. «Гигиенические требования к естественному, искусственному и совмещённому освещению жилых и общественных зданий». ГОСТ 12.1-070-76 «Взрывобезопасность».

4.2 Анализ выявленных вредных факторов

Вредные вещества в воздухе рабочей зоны.

Дымовые газы. Источником проникновения дымовых газов являются неплотности котла, при забивании конвективных пучков в газоходах котла, ухудшение тяги; при ремонтных работах внутри топки после останова котла. Предельно допустимые концентрации СО в дымовых; золых газах средне-суточные: 3мг летучей: 0,05-0,15 мг/м; сажи: 0,05мг/м; SO-0,05мг/м.

Шум.

Шум возникает в результате работы технологического оборудования, такого как шаровые барабанные мельницы или тягодутьевые машины.

Требования к уровню шума на рабочем месте устанавливаются ГОСТом 12.1.003-83 «Шум. Общие требования безопасности» и СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки». Стандарт устанавливает классификацию шума, характеристики и допустимые уровни шума на рабочих местах, общие требования к защите от шума на рабочих местах, шумовым характеристикам машин, механизмов, средств транспорта и другого оборудования.

В соответствии со СН 2.2.4/2.1.8.562-96 характеристикой постоянного шума на рабочих местах являются уровни звукового давления в дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000; 8000 Гц.

Согласно руководству 2.2.013-94 «Гигиенические критерии оценки условий труда по показателям вредности и опасности факторов производственной среды, тяжести, напряженности трудового процесса». Работа машиниста котельных агрегатов классифицируется по категориям:

- Категория тяжести трудового процесса – средняя физическая нагрузка.
- Категория напряженности трудового процесса – Напряженность легкой степени

Тогда предельно допустимый уровень звука и эквивалентные уровни звука на рабочем месте – 80дБА.

Допустимые уровни звукового давления в октавных полосах частот, уровни звука и эквивалентные уровни звука на рабочих местах следует принимать согласно данным таблицы 7.

Таблица 7 – Допустимые уровни звукового давления в октавных полосах частот

Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами в Гц								
31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
96	83	74	68	63	60	57	55	54

Согласно карте аттестации рабочее место машиниста котельных агрегатов фактический уровень шума: 92-94 дБ А. Продолжительность воздействия – 360 мин. Класс условий труда, степень вредности и опасности: 3,2.

Условия труда не соответствуют СН 2.2.4/2.1.8.562-96, т. Е. фактический уровень шума превышает ПДУ на 14 дБ А.

Средством защиты будут являться бируши-вкладыши.

Вибрация.

Вибрация в рабочей зоне возникает вследствие работы шаровых барабанных мельниц, в которых с помощью мелющих тел(стальных шаров) происходит перемалывание крупной фракции угля до состояния угольной пыли.

Уровень вибрации регламентируется ГОСТ 12.1..012-90 «Система безопасности труда. Вибрационная безопасность. Общие требования» и СН 2.2.4/2.1.8.566-96 «Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданиях». ЩУ удалён от источников вибрации (турбогенераторов и насосов).

- Категория вибрации по санитарным нормам: 3 тип «а», «Граница снижения производительности труда».

- Характеристика условий труда: Технологическая вибрация, воздействующая на операторов стационарных машин и оборудования или передающаяся на рабочие места, не имеющие источников вибрации.

Санитарные нормы одночисловых показателей вибрационной нагрузки на машиниста для длительности смены 8 ч внесены в таблицу 8.

Таблица 8 – Санитарные нормы одночисловых показателей вибрационной нагрузки.

Вид вибрации	Категория вибрации по санитарным нормам	Направление действия	Нормативные, скорректированные по частоте и эквивалентные скорректированные значения			
			виброускорения		виброскорости	
			м x с(-2)	дБ	м x с(1) x10(-2)	дБ
Локальная	-	Хл, Yл, Zл	2.0	126	2.0	112
Общая	3 тип «а»	Zo, Yo, Xo	0.1	100	0.2	92

Санитарные нормы спектральных показателей вибрационной нагрузки на машиниста котлов заносим в таблицу 9.

Общая вибрация, категория 3, тип «а»

Таблица 9 – Санитарные нормы спектральных показателей вибрационной нагрузки

Средне геометрические частоты полос, Гц	Нормативные значения в направлениях Xo, Yo							
	виброускорения				виброскорости			
	м/с ² (-2)		дБ		мм/с ² 10(-2)		дБ	
	в 1/8 окт.	В 1/1 окт.	В 1/8 окт.	В 1/1 окт.	В 1/8 окт.	В 1/1 окт.	В 1/8 окт.	В 1/1 окт.
1,6	0,09		99		0,9		105	
2,0	0,08	0,14	98	103	0,64	1,3	102	108
2,5	0,071		97		0,46		99	
3,15	0,063		96		0,32		96	
4,0	0,056	0,1	95	100	0,23	0,45	93	99
5,0	0,056		95		0,18		91	
6,3	0,056		95		0,14		89	
8,0	0,056	0,11	95	101	0,12	0,22	87	93
10,0	0,071		97		0,12		87	
12,5	0,09		99		0,12		87	
16,0	0,112	0,20	101	106	0,12	0,20	87	92
20,0	0,140		103		0,12		87	
25,0	0,18		105		0,12		87	
31,5	0,22	0,40	107	112	0,12	0,20	87	92
40,0	0,285		109		0,12		87	
50,0	0,355		111		0,12		87	
63,0	0,445	0,80	113	118	0,12	0,20	87	92
80,0	0,56		115		0,12		87	

Согласно карте аттестации на рабочее место машиниста котлов фактический уровень вибрации: 97-98 дБ. Продолжительность воздействия – 300 мин. Класс условий труда, степень вредности и опасности: 3,1.

Вибрационное состояние на данном рабочем месте не удовлетворяет ГОСТу 12.1.012-90, согласно которому ПДУ вибрации на данном рабочем месте не должен превышать 92 дБ.

Освещение.

Так как технологический процесс производства электроэнергии является непрерывным то отсутствует возможность обеспечения естественного освещения во всем диапазоне рабочего графика, так же в слабоосвещенных участках рабочей зоны приходится пользоваться переносными фонарями, что сказывается на самочувствии работников.

Требования к освещению помещений промышленных предприятий регламентируются «Строительными Нормами и Правилами» на данный момент действует СНИП 23-05-95 (Естественное и искусственное освещение). Согласно СНИП 23-05-95 данное рабочее место относится к Б2-разряду зрительной работы.

Он характеризуется следующими параметрами:

- характеристика зрительной работы – Высокой точности;
- наименьший или эквивалентный размер объекта различения, мм – От 0,30 до 0,50;
- освещенность на рабочей поверхности от системы общего освещения, лк – 200;
- контраст объекта с фоном – средний;
- характеристика фона – темный.

ЩУ по своей компоновке не имеет естественного освещения. Искусственное освещение подразделяется на рабочее, аварийное, охранное и дежурное.

Согласно карте аттестации рабочее место машиниста котлов допустимый уровень освещенности сводится в таблицу 10.

Таблица 10 – Допустимый уровень освещенности

Допустимый уровень освещенности	
ЩУ	200 лк
Котельного цеха на отметке 7.0	50 лк
Фактический уровень освещенности	
ЩУ	200 лк
Котельного цеха на отметке 7.0	50-120 лк
Отклонение от нормы отсутствует. Класс условий труда, степень вредности и опасности	
ЩУ	2
Котельного цеха на отметке 7.0	2

4.3 Анализ выявленных опасных факторов

Повышенная температура.

К термическим опасностям относится возможность получения эксплуатирующим персоналом ожогов вызванных возможностью выброса раскаленных газов из топки и газоходов котла в случае не нормальностей в его работе или возникновения нештатной ситуации, так же персонал может получить ожог в результате соприкосновения внешними кожными покровами с разогретой поверхностью на которой в силу технического исполнения отсутствует изоляция или с поверхностью на которой данная изоляция отсутствует в силу ее механического повреждения. Для первого случая средством предотвращения такой опасности является инструкция по эксплуатации, для второго случая предусмотрено наличие изоляции на элементах конструкций котла которые находятся в нагретом состоянии, а также средством индивидуальной защиты выступает спецодежда эксплуатирующего персонала.

Движущиеся машины и механизмы.

К данному опасному фактору относятся движущиеся части механизмов и оборудования которые при не осторожности эксплуатирующего персонала могут нанести ему вред здоровью. К таким механизмам относятся движущиеся части шаровых барабанных мельниц, полумуфты электродвигателей, штанги приводов арматуры и ее электроприводы. Основным средством защиты в данном случае являются ограждающие конструкции препятствующие попадание эксплуатирующего персонала в зону с подвижными частями оборудования, а также инструкция по эксплуатации оборудования в которой рассмотрены вопросы безопасной эксплуатации данного оборудования.

Горючие материалы и взрывоопасные среды

Технологический процесс производства электроэнергии и тепла включает в себя использование газообразного и твердого топлива, при этом твердое топливо перемалывается в шаровых барабанных мельницах до состояния пыли которая в процессе перемалывания может образовывать взрывоопасные концентрации, что накладывает на объект определенные требования пожарной и взрывобезопасности.

Пожарная безопасность может быть обеспечена мерами пожарной профилактики и активной пожарной защиты.

Причинами пожаров на котельной могут являться:

- нарушение технологического режима;
- неисправность электрооборудования (короткое замыкание, перегрузки);
- неисправность запорной арматуры;
- конструктивные недостатки оборудования.

Основы противопожарной защиты определены стандартами ГОСТ 12.1-004-76 «Пожарная безопасность» и ГОСТ 12.1-070-76 «Взрывобезопасность».

Для предотвращения возникновения пожаров в котельной необходимы

следующие меры:

- а) предотвращение образования горючей среды;
- б) предотвращение образования в горючей среде источников воспламенения;
- в) поддержание температуры и давления газа, ниже максимально допустимых значений по горючести.

Используемое в котельной топливо является легковоспламеняющимся.

Таким образом, согласно ИПБ 105-03 котельная является производственным объектом категории -Г-. В связи с этим к помещению предъявляется ряд специальных требований.

Помещение котельной в обязательном порядке должно иметь не менее двух выходов. Места проходов трубопроводов и кабелей, электропроводок, выполненных из стальных труб, через стены здания должны тщательно заделываться.

На котельной в качестве средств пожаротушения применяются ручные огнетушители. С их помощью можно быстро локализовать огонь или ликвидировать очаг возгорания до прибытия пожарной команды. В котельной в качестве ручных огнетушителей могут использоваться ручные углекислотные огнетушители ОУ-2, ОУ-5, ОУ-8, предназначенные для тушения необходимых начинающих очагов возгорания электропроводок, двигателей внутреннего сгорания и тому подобное. Также в котельной предусматривается установка ящиков с песком.

Также регулярно должен проводиться противопожарный инструктаж персонала.

4.4 Экологическая безопасность

Факторы негативного воздействия на окружающую природную среду:

- вредные выбросы в атмосферу;
- загрязнение гидросферы (тепловое загрязнение).

Чрезвычайные ситуации имеющие возможность возникновения на Кем. ТЭЦ:

- техногенного характера (пожар);
- природного характера .

Организованным источником загрязнения атмосферного воздуха вредными выбросами на ТЭЦ является дымовые трубы главного корпуса, высотой 50м от отметки 0 и диаметром устья 4,5м. Так же на части котлов смонтирована система двухступенчатого сжигания, то есть топливо подается в топку с воздухом в количестве не достаточно для полного сгорания топлива, оставшийся воздух подается через третичное дутье, за счет него охлаждается верх факела что в свою очередь снижает образование окислов азота в выходящих газах. При сжигании в котлах ТЭЦ топлива образуются загрязняющие вещества (диоксид серы, оксид углерода и окислы азота), которые выбрасываются в атмосферу с дымовыми газами, они отрицательно влияют на организм человека и окружающую среду. Они нормируются ГОСТом 12.1.005-88.

Выбросы вредных веществ в атмосферу нормированы и не должны превышать пределов этого нормирования. За соблюдением данных условий следят определенные службы, которые постоянно проверяют содержание вредных веществ в атмосфере. При повышении концентрации выбросов вредных веществ на предприятие налагаются штрафы.

В таблице 11 представлены допустимые разовые и среднесуточные допустимые концентрации выбросов вредных веществ в атмосферу.

Таблица 11 – Предельно-допустимая концентрация вредных веществ в атмосфере

Вещество	Формула	ПДК мг/м ³	
		Среднесуточная	Максимальная разовая
Двуокись азота	NO ₂	0,085	0,085
Окись азота	NO	0,25	0,25
Пятиокись ванадия	V ₂ O ₅	0,002	–
Сернистый ангидрид	SO ₂	0,05	0,5
Серный ангидрид	SO ₃	0,1	0,3
Сероводород	H ₂ S	0,008	0,008
Окись углерода	CO	1,00	3,0
Бензапирен	C ₂₀ H ₁₂	0,000001	–
Сажа	C	0,05	0,15
Пыль	-	0,015	0,5

Выбросы в вредных веществ в гидросферу и литосферу отсутствуют, все выбросы удаляются со станции напрямую системой гидрозолаудаления на золошлакоотвал или проходя через канализационную насосную станцию так же уходят на золошлакоотвал.

4.5 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

Краткая оценка возможной обстановки на территории объекта при возникновении крупных производственных аварий, катастроф и стихийных бедствий.

Наиболее вероятными авариями и стихийными бедствиями могут быть:

- пожар на объекте;
- бури, ураганы и обильные снегопады;
- диверсии, вредительские или террористические акты;
- весенние паводки, (наводнения);

При возникновении ураганов со скоростью ветра свыше 25 м/сек возможны серьезные повреждения основного оборудования.

В результате совершения диверсионных, вредительских и террористических актов возможны взрывы, пожары, вывод из строя основного оборудования. Не исключены потери производственного персонала.

Наиболее распространенной чрезвычайной ситуацией является возгорание на отдельных элементах оборудования котельных агрегатов или цеховых помещениях.

Превентивные меры по предупреждению ЧС.

Превентивной мерой для предотвращения и ликвидации возможного возгорания служат, порошковые и углекислотные огнетушители, ящики с песком и т.д. позволяющие ликвидировать очаг возгорания еще в самом его начале тем самым исключив возможность возникновения ЧС. Так же необходимой мерой является подготовка персонала к действиям в случае возникновения пожара, а так же разработка мероприятий по ликвидации возгорания с занесением данной информации в должностную инструкцию машиниста котлов.

4.6 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

В соответствии с приказом Минтруда России от 09.12.2014 №997н определяются нормы выдачи средств защиты и спецодежды:

- Костюм защитный от общих загрязнений и механических воздействий 1 шт.
- Перчатки с полимерным покрытием 12 пар
- Перчатки для защиты от повышенных температур 2 пары
- Щиток защитный лицевой до износа
- Каска защитная 1 шт. на 2 года

К организационным мероприятиям обеспечивающим безопасные производственные условия являются требования по разработке и доведения до сведения персонала безопасных маршрутов следования по территории предприятия и планы эвакуации на случай пожара или аварийной ситуации.

Все проходы и проезды, входы и выходы как внутри производственных помещений, так и снаружи на примыкающей к ним территории должны быть освещены свободны и безопасны для движения пешеходов и транспорта.

Все движущиеся части механизмов должны быть закрыты защитными кожухами или ограждениями.

Все работы на оборудовании производятся по письменным нарядам-допускам или распоряжениям, определяющим место, время, и условия выполнения работы, необходимые меры безопасности, состав бригады и лиц ответственных за безопасность работы.

4.7 Заключение

Социальная роль в определении эффективности газификации угля состоит в том, что это поможет снизить себестоимость электроэнергии и тепла для населения вследствие закупки топлива при использовании технологии газификации по более низким ценам чем исходное топливо при классическом сжигании в топках котлов.

В данный момент наблюдается ухудшение экологической ситуации в целом по стране что вызвано хищническим потреблением ресурсов и нежеланием предприятий вкладываться в очистные сооружения и установки, что приводит к периодическим выбросам вредных веществ и снижению доверия общества по отношению к производству в целом.

Применение газификации для получения синтез-газа снижает выбросы вредных веществ в атмосферу, за счет лучшего сгорания топлива по сравнению с угольной пылью.

5. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

Целью данного расчета является определение технико-экономического эффекта от внедрения в тепловую схему газификатора угля, с целью снижения расходов на топливо.

5.1 Планирование работ и оценка времени их выполнения

Определим продолжительность работы над каждым этапом проекта научного руководителя и инженера.

Формирование плана разработки проекта представлены в таблице 12.

Таблица 12 - Этапы выполнения проекта и их длительность

№ п/п	Наименование работы	Исполнители	Продолжительность работы в днях
1	Составление задания и плана выполнения работы	Научный руководитель	2
		Инженер	2
2	Анализ современных технических решений по газификации угля	Научный руководитель	1
		Инженер	5
3	Анализ тепловой схемы без газификатора	Инженер	7
4	Расчет газификации угля	Инженер	8
5	Анализ тепловой схемы с газификатором	Инженер	5
6	Тепловой расчет котельного агрегата	Инженер	4
7	Трассировка и расчет газопровода	Инженер	4
8	Выбор горелочных устройств и анализ возможности их применения в нашем проекте	Инженер	4
9	Разработка рабочих чертежей	Инженер	3
10	Составление отчета	Научный руководитель	1
		Инженер	1

5.2 Смета затрат на разработку проекта

Затраты на разработку проекта рассчитываются по следующим элементам расходов с последующим суммированием:

Затраты на разработку проекта:

$$K_{pn} = K_{mat} + K_{zn}^{всего} + K_{соц}^{всего} + K_{ам}^{всего} + K_{пр} + K_{нр}, \text{ руб.}, \quad (139)$$

где K_{mat} - материальные затраты, руб.;

$K_{zn}^{всего}$ - затраты на зарплату, руб.;

$K_{соц}^{всего}$ - затраты на социальные отчисления, руб.;

$K_{ам}^{всего}$ - затраты на амортизацию, руб.;

$K_{пр}$ - прочие затраты, руб.;

$K_{нр}$ - накладные расходы, руб.

5.2.1 Материальные затраты

Этот раздел отражает стоимость, приобретенных со стороны, сырья и материалов, которые входят в состав вырабатываемой продукции, образуя ее основу, или являются необходимыми компонентами при проведении работ.

В данном проекте к материальным затратам относятся расходы на приобретение канцелярских товаров в размере 1000 руб.

$$K_{mat} = 1000, \text{ руб.}$$

5.2.2 Затраты на оплату труда

Величина расходов по заработной плате определяется исходя из трудоемкости выполняемых работ и действующей системы окладов.

При выполнении проекта заработная плата вычисляется следующим образом:

$$K_{зп}^{всего} = 3П_{ф}^{рук} + 3П_{ф}^{инж}, \text{ руб.} \quad (140)$$

где $3П_{ф}^{рук}$ - заработная плата научного руководителя, руб.

$3П_{ф}^{инж}$ - заработная плата инженера, руб.

Месячная заработная плата руководителя определяется по формуле:

$$K_{мес}^{рук} = K_o^{рук} \cdot K_1 \cdot K_2, \text{ руб./мес.} \quad (141)$$

где $K_o^{рук}$ - месячный оклад научного руководителя, 19500 руб.

K_1 - коэффициент учитывающий отпуск, в размере 10%;

K_2 - районный коэффициент, в размере 30%.

$$K_{мес}^{рук} = 19500 \cdot 1,1 \cdot 1,3 = 27885, \text{ руб./мес.}$$

Месячная заработная плата инженера определяется по формуле:

$$K_{мес}^{инж} = K_o^{инж} \cdot K_2, \text{ руб./мес.}, \quad (142)$$

где $K_o^{инж}$ - месячный оклад инженера, 17000 руб.

$$K_{мес}^{инж} = 17000 \cdot 1,3 = 22100, \text{ руб./мес.}$$

Фактическая заработная плата научного руководителя за работу над проектом:

$$3П_{ф}^{рук} = \frac{K_{мес}^{рук}}{n_{мес}} \cdot n_{ф}^{инж}, \text{ руб.} \quad (143)$$

где $n_{мес}$ - количество рабочих дней в месяце, принимаем 21 день.

$n_{ф}^{рук}$ - дней работы над проектом научного руководителя над проектом,

принимаем в соответствии с таблицей 12, $n_{ф}^{рук} = 4$.

$$ЗП_{\phi}^{рук} = \frac{27885}{21} \cdot 4 = 5311, \text{ руб.}$$

Фактическая заработная плата инженера за работу над проектом:

$$ЗП_{\phi}^{инж} = \frac{K_{мес}^{инж}}{n_{мес}} \cdot n_{\phi}^{инж}, \text{ руб.} \quad (144)$$

где $n_{мес}$ - количество рабочих дней в месяце, принимаем 21 день.

$n_{\phi}^{инж}$ - дней работы над проектом научного руководителя над проектом,

принимаем в соответствии с таблицей 12, $n_{\phi}^{инж} = 43$.

$$ЗП_{\phi}^{инж} = \frac{22100}{21} \cdot 43 = 45252, \text{ руб.} \quad (145)$$

Заработная плата за все время проведенной работы

$$K_{зп}^{всего} = 5311 + 45252 = 50563, \text{ руб.}$$

5.2.3 Отчисления на социальные нужды

Данная статья отражает обязательные отчисления по установленным законодательным нормам органам государственного социального страхования, пенсионного фонда, государственного фонда занятости и медицинского страхования.

Затраты на социальные нужды за все время проведенной работы, рассчитываются как доля (30%) от затрат на оплату труда

$$K_{соц}^{всего} = 0,3 \cdot K_{зп}^{всего} = 0,3 \cdot 50563 = 15168, \text{ руб.} \quad (146)$$

5.2.4 Амортизационные отчисления

Амортизационные отчисления отражают сумму отчислений на полное восстановление основных производственных фондов, рассчитанную исходя из балансовой стоимости и утвержденных норм амортизации.

Амортизационные отчисления вычисляются по формуле:

$$K_{ам}^{всего} = K_{ам}^{комп} + K_{ам}^{принт}, \text{ руб.} \quad (147)$$

где $K_{ам}^{комп}$ - амортизационные отчисления за компьютер, руб.

$K_{ам}^{принт}$ - амортизационные отчисления за принтер, руб.

К основным фондам при выполнении проекта относятся электронная вычислительная техника (компьютер) и печатающее устройство (принтер), таблица 13.

Таблица 13 - Основные фонды при выполнении проекта

Вид техники	Количество	Общая стоимость	Норма амортизации
Компьютер	1	25000	20%
Принтер	1	8000	20%

Амортизационные отчисления на компьютеры определяются по формуле:

$$K_{ам}^{комп} = \frac{T_{комп}}{T_{в\ году}} \cdot P_{комп} \cdot H_{ам}, \text{ руб.} \quad (148)$$

где $P_{комп}$ - стоимость компьютеров, руб.;

$H_{ам}$ - норма амортизации, %;

$T_{комп}$ - время использования компьютеров, принимаем $T_{комп} = 30$ дней;

$T_{в\ году}$ - дней в году.

$$K_{ам}^{комп} = \frac{30}{365} \cdot 25000 \cdot 0,2 = 411, \text{ руб.}$$

Амортизационные отчисления на принтер определяются по формуле:

$$K_{ам}^{принт} = \frac{T_{принт}}{T_{в\ году}} \cdot P_{принт} \cdot H_{ам}, \text{ руб.} \quad (149)$$

где $P_{принт}$ - стоимость принтера, руб.;

$T_{принт}$ - время использования принтера, $T_{принт} = 5$ дней;

$T_{в\ году}$ - дней в году.

$$K_{ам}^{принт} = \frac{5}{365} \cdot 8000 \cdot 0,2 = 21,9, \text{ руб.}$$

Сумма амортизационных отчислений по основным фондам:

$$K_{ам}^{всего} = K_{ам}^{комп} + K_{ам}^{принт} = 411 + 21,9 = 432,9, \text{ руб.} \quad (150)$$

5.2.5 Прочие затраты

К данным затратам относятся стоимость продукции (работы, услуг), налоги, сборы, отчисления в специальные внебюджетные фонды, платежи за предельно допустимые выбросы загрязняющих веществ; вознаграждения за изобретения и рационализаторские предложения; затраты на командировки; плата сторонним организациям за пожарную и сторожевую охрану; за подготовку кадров; оплата услуг связи, вычислительных центров, банков; плата за аренду; представительские расходы; затраты на ремонт.

$$K_{пр} = 0,1 \cdot (K_{мат} + K_{зн}^{всего} + K_{ам}^{всего} + K_{соц}^{всего}), \text{ руб.}, \quad (151)$$

$$K_{пр} = 0,1 \cdot (1000 + 50563 + 432,9 + 15168) = 6716, \text{ руб.}$$

5.2.6 Накладные расходы

При выполнении проекта, в стоимости проекта учитываются накладные расходы, включающие в себя затраты на аренду помещений, оплату тепловой и эл. энергии, затраты на ремонт зданий и сооружений, заработную плату административных сотрудников и т.д. Накладные расходы рассчитываются как 200% от затрат на оплату труда.

$$K_{np} = 2 \cdot K_{zn}^{всего} = 2 \cdot 50563 = 101126, \text{ руб.} \quad (152)$$

Итоговые затраты на разработку проекта

$$K_{pn} = 1000 + 50563 + 15168 + 432,9 + 6716 + 101126 = 175005, \text{ руб.}$$

Полученные результаты по всем пунктам занесем в таблицу 14.

Таблица 14 - Смета затрат на проект

Элементы затрат	Сумма затрат, руб.
1 Материальные затраты	1000
2 Затраты на оплату труда	50563
3 Отчисления на социальные нужды	15168
4 Амортизация основных фондов и нематериальных активов	432,9
5 Прочие затраты	6716
6 Накладные расходы	101126
7 Итоговые затраты на разработку проекта	175005

5.3 Смета капитальных вложений

В данном разделе проведем укрупненные технико-экономические расчеты для реконструкции тепловой схемы ПТУ, а также расчеты капиталовложений (К) в реконструкцию. Полные капиталовложения в реконструкцию будут состоять из стоимости газификатора, газопровода, его арматуры, устанавливаемых горелок [Приложение А.], а также затрат, связанных со строительными-монтажными работами. Основанием для

определения необходимых вложений служит тепловой расчет котла [Приложение Б.] и гидравлический расчет газопровода [Приложение А.].

Капиталовложения в стоимость оборудования сведены в таблицу 15, данные взяты из каталогов фирм, представленных в Интернет-ресурсах.

Таблица 15 – Смета затрат на оборудование

№ п.п.	Наименование элемента	Кол-во	Стоимость, руб.	Суммарная стоимость, руб
1	Трубы стальные электросварные ГОСТ 10704-63 720x8.0	3	48473	145419
2	Гиб 90° труб электросварных ГОСТ 10704-63 720x8.0	5	28000	140000
3	Трубы стальные электросварные ГОСТ 10704-63 426x9.0	3	31930	95790
4	Гиб 90° труб электросварных ГОСТ 10704-63 426x9.0	2	7240	14480
5	Труба стальная электросварная ГОСТ 10704-63 377x9.0	1	28000	28000
6	Трубы стальные электросварные ГОСТ 10704-63 273x7.0	2	11000	22000
7	Гиб 90° труб электросварных ГОСТ 10704-63 273x7.0	2	2050	4100
8	Трубы стальные электросварные ГОСТ 10704-63 32x3.0	18	900	16200
9	Гиб 90° труб электросварных ГОСТ 10704-63 32x3.0	32	30	960
10	Кран шаровой КШЦП DN 32	22	1222	26884
11	Отсечной клапан быстродействующий 6712.00	1	200000	200000
12	Задвижка 30с964нж Ду 700	2	18000	36000
13	Электропривод ГЗ-ВД.5000/12-У1 Э	2	325248	650496
14	Затвор дисковый ВА 99001 Ду 700	1	140061	140061
15	Клапан запорно регулирующей дисковый поворотный осевой КРДзо 700	1	173000	173000
16	Механизм электроисполнительный однооборотный фланцевый МЭОФ-4000/25-0,25Р-97К	1	106260	106260
17	Задвижка 30с964нж Ду 250	12	43623	523476
18	Электропривод ГЗ-ВБ.300/24.36-У1 Э	12	72336	868032
19	Горелка типа «труба в трубе» ДНБ-400	6	453000	2718000
20	Газификатор горнового типа ОПГУ	1	35000000	35000000
21	Охладитель трубчатый SIGMAWIG	1	2300000	2300000
				43209158

$$K_1 = 43209158, \text{ руб.}$$

Затраты, связанные со строительными-монтажными работами, принимаются в размере 10÷12% от капиталовложений в реконструкцию тепловой схемы ПТУ.

$$K_2 = K_1 \cdot 0,12 = 43209158 \cdot 0,12 = 5185098, \text{ руб.} \quad (153)$$

Суммарные капиталовложения в реконструкцию установки составляют

$$K_{\text{сумм}} = K_1 + K_2 = 43209158 + 5185098 = 48394256, \text{ руб.} \quad (154)$$

5.4 Оценка годового экономического эффекта

Поскольку затраты на топливо являются преобладающими в структуре затрат ТЭЦ в качестве экономического эффекта рассматривается уменьшение затрат на топливо.

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = K_{\text{уголь}} - K_{\text{с.газ}}, \text{ руб.} \quad (155)$$

где $K_{\text{уголь}}$ - затраты на топливо при эксплуатации котла на угле, руб;

$K_{\text{с.газ}}$ - затраты на топливо при эксплуатации котла на синтез-газе, руб.

Затраты на топливо при эксплуатации котла на угле находятся как:

$$K_{\text{уголь}} = \frac{D \cdot 10^3 \cdot (h_{\text{ни}} - h_{\text{не}})}{Q_{\text{н}}^p \cdot \eta_{\text{уголь}}} \cdot Ц_{\text{уголь}} \cdot 24 \cdot n, \text{ руб.} \quad (156)$$

где $\eta_{\text{уголь}} = 92$ - КПД котельного агрегата при работе на угле, %;

$Q_{\text{н}}^p = 26572,98$ - низшая теплота сгорания угля, кДж/кг;

$D = 140$ - средняя паровая нагрузка котла, т/ч;

$h_{nn} = 3233,26$ - энтальпия перегретого пара на выходе из котла, кДж/кг;

$h_{нв} = 634,29$ - энтальпия питательной воды на входе в котел, кДж/кг;

$\Pi_{\text{уголь}} = 2$ - стоимость угля за килограмм, руб./кг;

$n = 232$ - продолжительность работы котельного агрегата в год равное продолжительности отопительного периода в г. Кемерово, сут.

$$K_{\text{уголь}} = \frac{140 \cdot 10^3 \cdot (3233,26 - 634,29)}{26572 \cdot 0,89} \cdot 2 \cdot 24 \cdot 232 = 171334283, \text{ руб.}$$

Затраты на топливо при эксплуатации котла на синтез-газе:

$$K_{\text{с.газ}} = \frac{D \cdot 10^3 \cdot (h_{nn} - h_{нв})}{Q_n^p \cdot \eta_{\text{к.газ}}} \cdot \Pi_{\text{с.газ}} \cdot 24 \cdot n, \text{ руб.} \quad (157)$$

где $\eta_{\text{с.газ}} = 92$ - КПД котельного агрегата при работе на синтез-газе, %;

$Q_n^p = 5875$ - низшая теплота сгорания синтез-газа из бурого угля, кДж/м³;

$h_{нв} = 591,67$ - энтальпия питательной воды на входе в котел, кДж/кг;

$\Pi_{\text{с.газ}} = 0,42$ - стоимость синтез-газа за м³, руб./м³;

$$K_{\text{с.газ}} = \frac{140 \cdot 10^3 \cdot (3233,26 - 591,67)}{5875 \cdot 0,92} \cdot 0,42 \cdot 24 \cdot 232 = 157428051, \text{ руб.},$$

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = K_{\text{уголь}} - K_{\text{с.газ}} = 171334283 - 157428051 = 13906232, \text{ руб.}$$

Проект внедрения в схему ПТУ газификации угля можно считать целесообразным и эффективным. Так как использование более дешевого бурого угля для производства синтез-газа и последующего сжигания его в топке котла по сравнению с сжиганием угля традиционным способом, позволяет окупить затраты на реконструкцию и в дальнейшем экономить на топливе.

Заключение

В процессе выполнения работы с целью качественного сравнения тепловых схем до внедрения газификации и после а следовательно и эффект от такой модернизации был выполнению расчет исходной тепловой схемы представленной на Кемеровской ТЭЦ и схемы в которой ПВД был заменен охладителем синтез газа в котором питательная воды нагревалась бы за счет снижения температуры синтез-газа на входе в газопровод.

Во втором разделе работы был рассчитан процесс газификации в горновом газификаторе ОПГУ каменного угля Талдинского месторождения и определены характеристики полученного газа, так как изначальной целью работы было рассмотрение возможности эффективного использования синтез-газа, то был выполнен аналогичный расчет для более дешевого бурого угля марки Б2 Березовского месторождения.

Получив характеристики синтез-газа для обоих вариантов угля была рассчитана тепловая схема блока при заданной нагрузке с учетом включения в нее газификатора а полученные результаты и параметры их работы были сведены в таблицу 5.

Исходя из полученных данных можно сказать что схема с газификатором имеет меньший КПД как по отпуску тепла так и электроэнергии что казалось бы не приемлемо, но выполнив расчеты затрат на разработку проекта и необходимых капитальных вложений можно сказать что с точки зрения экономической эффективности проект оправдан и заслуживает внимания как вариант дальнейшего пути развития для Кемеровской ТЭЦ.

Список использованных источников

1. Вукалович М. П. Ривкин С. Л., Александров А. А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. – М.: «Издательство стандартов», 1968. – 161 с.
2. Расчет показателей работы электростанций. Методические указания к курсовой работе (проекту) по дисциплине "Тепловые и атомные электрические станции" для студентов направления 140100 «Теплоэнергетика» специальности 140101 «Тепловые электрические станции». – Томск: Изд. ТПУ, 2005. – 44с.
3. Сучков С. И. Разработка отечественной технологии газификации твердого топлива для парогазовых установок. – М.: НТФ «Энергопрогресс», 2013. – 120с.
4. Справочник коксохимика. В 6-и томах. Том 3. Улавливание и переработка химических продуктов коксования / Под общ. ред. д-ра техн. наук Е. Т. Ковалева. – Харьков: Издательский Дом «ИНЖЭК», 2009. – 432 с.
5. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). Издание 3-е, переработанное и дополненное Издательство НПО ЦКТИ, СПб, 1998. 260 стр.
6. Ривкин С. Л. Термодинамические свойства газов: Справочник. – 4 – е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 288 с.: ил.
7. Голдаев С. В., Загромов Ю. А. Основы технической термодинамики: – Томск: Изд. ТПУ, 2009.– 224 с.
8. Борисов С.Н., Даточный В.В. Гидравлические расчеты газопроводов. – М., 1972.
9. Справочник эксплуатационника газифицированных котельных/ Л. Я. Порецкий, Р. Р. Рыбаков, Е. Б. Столпнер и др. – 2-е изд., перераб. И доп. – Л.: Недра, 1988. – 608 с.: ил.
10. Горелочные устройства промышленных печей и топок (конструкции и технические характеристики). Справочник / А. А. Винтовкин, М. Г. Ладыгичев, В. Л. Гусовский, Т. В. Калинова. – М.: «Интермет Инжиниринг», 1999 – 560 с.
11. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). Издание 2-е, переработанное. Под ред. Н.В. Кузнецова и др., М., «Энергия», 1973. 296 с.

12. Конструкция и расчет котлов и котельных установок: Учебник для техникумов по специальности «Котлостроение»/ В. А. Двойнишников, Л. В. Деев, М. А. Изюмов. – М.: Машиностроение, 1988 – 264 с.: ил.

13. Исаченко, В. А. и др. Теплопередача. Учебник для вузов, Изд. 3-е, перераб. И доп. М., «Энергия», 1975.

14. Эстеркин Р. И. Котельные установки. Курсовое и дипломное проектировании: Учеб. пособ. Для техникумов. – Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1989 – 280 с., ил.

15. Безгрешнов А. Н. и др. Расчет паровых котлов в примерах и задачах: Учеб. пособие для вузов/ А. Н. Безгрешнов, Ю. М. Липов, Б. М. Шлейфер; Под общ. ред. Ю. М. Липова. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 240 с.: ил.

16. Ковалев А.П. и др. Парогенераторы: Учебник для вузов/ А. П. Ковалев, Н. С. Лелеев, Т. В. Виленский; Под общ. ред. А. П. Ковалева. –М.: Энергоатомиздат, 1985. – 376с., ил.

17. Липов Ю. М. и др. Компановка и тепловой расчет парового котла: Учеб. пособие для вузов/ Ю. М. Липов, Ю. Ф. Самойлов, Т. В. Виленский. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 208 с.: ил.

Приложение А.
(рекомендуемое)

Расчет газопровода и горелок

А.1. Расчет газопровода

В нашем случае газ в газопровод котла поступает из газификатора прошедшего охладитель синтез-газа, при этом для нормальной работы горелок требуется давление газа равное 0,1 бар, что обеспечивается установкой на газопроводе от газификатора регулирующего клапана КРЗдо 700. Принимаем давление после регулирующего клапана равным 8 кПа.

Расчет производится при работе схемы ПТУ с газификатором на буром угле.

Исходные данные

1. Синтез-газ ($\rho = 0,559$ кг/м³);
2. Расход газа $V_r = 63471,6$, м³/ч;
3. Давление газа в распределительной магистрали $P_r = 8$, кПа.

А.1.1 Гидравлический расчет газопровода

Гидравлический расчет распределительного газопровода среднего давления сводится к определению диаметров его участков, исходя из расчетного расхода газа проходящего через каждый участок и допустимых по экономическим соображениям значениям потерь давления. Для обеспечения устойчивой работы потребителей и необходимости поддержания постоянного избыточного давления, суммарные допустимые потери давления на всем газопроводе до наиболее удаленной горелки должны составлять не более 10-15%

Задача дальнейшего расчета состоит в подборе значений диаметров участков, при которых выполнялось бы с заранее заданной погрешностью в 5% выше приведенное неравенство, и расчет производится методом последовательного приближения.

Расчет начинают с первого участка газопровода. Первоначальное значение диаметра участка определяется по формуле:

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q_{ном}}{\pi \cdot \omega \cdot 3600}}, \text{ м} \quad (1)$$

где $Q_{ном}$ - расход газа через расчетный участок, $\text{м}^3/\text{ч}$.

ω - скорость газа для газопроводов среднего давления принимается не более 15 м/с.

Расход газа в случае если плотность исходного газа различается от плотности газа использованного для построения таблиц и номограмм вычисляется по формуле:

$$Q_{ном} = \left(\frac{\rho_{г}}{\rho_{ном}} \right)^2 \cdot Q_{расч}, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (2)$$

где $\rho_{г}$ - плотность коксового газа, $\text{кг}/\text{м}^3$

$\rho_{ном}$ - плотность газа использованного для построения номограмм и таблиц.

Диаметр газопровода исходя из ближайшего большего диаметра по отношению к расчетному диаметру из располагаемого сортамента труб из Приложения 2 [8, стр. 70].

Значения коэффициентов местных сопротивлений принимаются из [8]. Коэффициента местного сопротивления для тройников и разветвлений принимается для участков с меньшим расходом.

Длина эквивалентная $l_э$ на единицу местного сопротивления определяется по Приложению 2 [8, стр. 70], или по номограмме №10 [8, стр. 52], исходя из выбранного диаметра газопровода и расхода через него.

Длина эквивалентная $L_э$ находится по формуле:

$$L_э = l_э \cdot \sum \varepsilon, \text{ м} \quad (3)$$

где $l_э$ - длина эквивалентная отнесенная к единице местного сопротивления.

$\sum \varepsilon$ - сумма местных сопротивлений на расчетном участке.

Фактическая длина участка определяется по плану.

Приведенная длина участка определяется по формуле:

$$L_{пр} = L_ф + L_э, \text{ м} \quad (4)$$

где $L_ф$ - фактическая длина участка определенная по плану, м

$L_э$ - эквивалентная длина участка, м

Удельное линейное падение давления на участке определяется по Приложению 2 [8, стр. 70], или по Номограмме №4 [8, стр. 46], исходя из выбранного диаметра газопровода и расходу газа через него.

Искомая потеря давления на участке определяется по формуле:

$$P = h \cdot L_{пр}, \text{ Па} \quad (5)$$

где h - удельное линейное падение давления на участке, Па/пог.м

$L_{пр}$ - приведенная длина участка, м

После расчета всех участков магистрали, начиная с последнего, определяют давление газа в узловых точках и переходят к гидравлическому расчету ответвлений. Расчет начинается с определения падения давления на ответвлении по известным значениям давления в точке присоединения и на

вводе потребителя и далее в той же последовательности, как и для участков расчетной магистрали, с заполнением таблиц. Расчет считается законченным, если для выбранного значения диаметра ответвления полученное падение давления не превышает заданного более чем на 5%.

Данные полученные в результате расчета газопровода и его ответвлений сводим в таблицу А.1.

Таблица А.1 - Результаты гидравлического расчет газопровода при нагрузке котла 140 т/ч

№ расчетного участка	Расчетный расход газа на участке, Q_{расч} , нм ³ /ч	Номинальный расход газа на участке, Q_{ном} , нм ³ /ч	Принятый диаметр участка d , мм	Расчет местных сопротивлений				Фактическая длина участка, L _ф , м	Приведенная длина участка, L _{пр} =L _ф +L _э , м	Удельное линейное падение давления, h , Па/пог.м	P=h·L _{пр} , Па	
				Кол-во и вид местных сопротивлений на участке	Значение ϵ для них	$\Sigma\epsilon$ на участке	L _э , м					L _э =l _э · $\Sigma\epsilon$, м
Главный расчетный участок												
I	63471	70120	720x8.0	Задвижка 2 шт. Расходомерн. Шайба Отсечной клапан Колено Угольник 90° 5 шт.	0,1 5 4 0,1 5 0,2 1,4	11,65	47,5	553,4	34,4	587,8	0,4	235
II	31735	35060	426x9.0	Тройник на поворот Сужение Угольник 90°	1,5 0,3 5 1,4	3,25	25,5	82,9	21,1	104	2	208
III	21156	23373	377x9.0	Тройник на проход Сужение	1 0,3 5	1,35	21	28,35	1,6	29,95	1,6	47,9
IV	10578	11687	273x7.0	Тройник на проход Тройник на поворот Задвижка 2 шт. Сужение	1 1,5 0,1 5 0,3 5	3,15	14	44,1	3,385	47,5	2,16	102,6
Ответвления												
1	31735	35060	426x9.0	Тройник на поворот Сужение Угольник 90°	1,5 0,3 5 1,4	3,25	25,5	82,9	21,1	104	2	208
2	21156	23373	377x9.0	Тройник на проход Сужение	1 0,3 5	1,35	21	28,35	1,6	29,95	1,6	47,9

Продолжение таблицы А.1.

3	10578	1168 7	273x7.0	Тройник на проход Тройник на поворот Задвижка 2 шт. Сужение	1 1,5 0,1 5 0,3 5	3,1 5	14	44,1	3,38 5	47,5	2,16	102,6
4	10578	1168 7	273x7.0	Тройник на поворот Задвижка 2 шт.	1,5 0,1 5	1,8	14	25,2	1,78 5	27	2,16	58,3
5	10578	1168 7	273x7.0	Тройник на поворот Задвижка 2 шт.	1,5 0,1 5	1,8	14	25,2	1,78 5	27	2,16	58,3
6	10578	1168 7	273x7.0	Тройник на поворот Задвижка 2 шт.	1,5 0,1 5	1,8	14	25,2	1,78 5	27	2,16	58,3
7	10578	1168 7	273x7.0	Тройник на поворот Задвижка 2 шт.	1,5 0,1 5	1,8	14	25,2	1,78 5	27	2,16	58,3

Так как падение давления составило в пределах допустимых норм то гидравлический расчет при данном расходе газа можно считать законченным.

Определим давление газа перед горелками:

$$P_6 = 8000 - 235 - 208 - 47,9 - 102,6 = 7406, \text{ Па}$$

$$P_3 = 8000 - 235 - 208 - 58,3 = 7499, \text{ Па}$$

$$P_5 = 8000 - 235 - 208 - 47,9 - 58,3 = 7451, \text{ Па}$$

$$P_2 = 8000 - 235 - 208 - 47,9 - 58,3 = 7451, \text{ Па}$$

$$P_4 = 8000 - 235 - 208 - 58,3 = 7499, \text{ Па}$$

$$P_1 = 8000 - 235 - 208 - 47,9 - 102,6 = 7406, \text{ Па}$$

А.2. Расчет и выбор горелочных устройств котла

Основным критерием при выборе горелки являются условия устойчивой работы горелок. Устойчивость газового пламени во всем диапазоне регулирования тепловой мощности горелки является одним из основных условий безопасной работы котла. Пламя устойчиво, если в топке имеется источник высокой температуры, непрерывно поджигающий поток газозвушной смеси, поступающей из выходного отверстия горелки, а скорость потока смеси больше скорости горения. Кроме того, на устойчивость пламени влияют форма выходного отверстия горелки, наличие устройств для охлаждения его и защиты от нагрева за счет излучения из топки, степень крутки воздуха или смеси и другие факторы.

Для горелок отлов, работающих как правило, с $\alpha \geq 1$, скорость газозвушной смеси, вытекающей из выходного отверстия, во избежание проскока пламени принимают в 30-50 раз больше скорости горения. В некоторых конструкциях горелок, чтобы избежать проскока, газозвушную смесь выдают через круглые каналы (отверстия) или щели, размеры которых приближаются к критическим. При критических размерах каналов проскок через них пламени невозможен из за резкого уменьшения скорости горения вследствие усиленного отвода теплоты от корня факела.

Устойчивость пламени в отношении отрыва у горелок с $\alpha \geq 1$ обеспечивается устройством специальных стабилизаторов, которые конструктивно могут быть встроены непосредственно в горелку, (например, тела плохо обтекаемой формы, кольцевые стабилизаторы), примыкать к ней (керамические туннели, поджигающие факелы стационарных запальников) или располагаться в топке на некотором удалении от горелки (керамические горки, решетки, столбики, рассекатели, стенки и т.п.).

Метод стабилизации пламени факелом стационарного запальника приведен на рис. 5.1. а [9, стр.272]. Надежность этого метода зависит от устойчивости запального факела. Наиболее широкое распространение в котлах

получили керамические туннели, цилиндрической, конической, прямоугольной или щелевидной формы. В туннель обычно поступает подготовленная смесь газа с воздухом (с предварительным подогревом воздуха или без подогрева; газ, как правило, не подогревают). В ряде случаев в туннель подают частично подготовленную газоздушную смесь или даже отдельно газ и воздух, и тогда туннель кроме своего основного назначения – стабилизировать пламя – выполняет функции смесителя. В туннель из выходного отверстия горелки может поступать прямолинейный поток газоздушной смеси, в котором все линии тока параллельны оси горелки или имеют с ней небольшой угол (при конфузоре устье). Такие горелки иногда называют прямоструйными. К ним относятся, например, инжекционные горелки среднего давления. В туннель может поступать предварительно закрученный поток газоздушной смеси. Горелки с закруткой смеси часто называют вихревыми.

Горелки без закрутки потока смеси, имеющие круглое выходное отверстие, комбинируют с цилиндрическими туннелями рис 5.1 б [9, стр. 272]. Стабилизация пламени в них достигается благодаря тому, что в угловом пространстве между стенками туннеля и расширяющимся потоком газоздушной смеси происходит циркуляция части продуктов сгорания. Эти вихревые струйки раскаленных газов способствуют подогреванию и поджиганию смеси, выходящей из горелки, в результате чего достигается интенсивное горение и надежная стабилизация пламени. Устойчивость горения в туннелях не нарушается при скорости вылета газоздушной смеси из горелки, достигающей 100 м/с и более. Для подогретых газоздушных смесей устойчивость горения еще выше.

Закрученный поток смеси, выходящий в туннель, за счет центробежных сил отбрасывает к стенкам туннеля, а на выходе из него на коротком пути заполняет камеру сгорания. В центральной части корня факела создается зона разряжения, в которую отсасывается часть раскаленных продуктов сгорания. По мере приближения к устью туннеля эти продукты вновь захватываются основным потоком, подогревая и воспламеняя его. Таким образом, в отличие от

прямоструйных горелок у вихревых стабилизации обеспечивается зоной рециркуляции продуктов сгорания внутри потока газовой смеси рис 5.1 в, г. [9, стр. 272].

Примером щелевидных туннелей выполняющих функции не только стабилизатора, но и смесителя, являются туннели подовых, форкамерных и вертикально-щелевых горелок. Различного рода раскаленные керамические поверхности, на которые направляется газоздушная смесь, выходящая из горелки, но так, чтобы ее можно было раскалить пламенем от той же горелки, работающий устойчиво при недостатке воздуха. После разогрева огнеупора до температуры, достаточной для поджигания газа, количество воздуха, поступающего в горелку, увеличивается до заданного, и пламя при срыве от горелки стабилизируется на поверхности раскаленного до 1000-1200°C огнеупора рис 5.1 д [9, стр. 272].

У кольцевых стабилизаторов рис 5.1 е [9, стр. 272], часть газоздушной смеси (от 5 до 10%) отделяется от основного потока и направляется через боковые отверстия в кольцевую полость, образованную наружной поверхностью огневого насадка и огневым кольцом. Так как площадь поперечного сечения кольцевой щели значительно больше суммарной площади отверстий, то скорость смеси уменьшается до значения, при котором отрыва пламени не может произойти. Устойчивое горение газа у кольца обеспечивает надежное поджигание всей смеси, поступающей из выходного отверстия горелки с большей скоростью. Кольцевые стабилизаторы могут компоноваться с горелками, выдающими газоздушную смесь с $\alpha = 0,2 \div 1,1$.

Стабилизаторы в виде тел плохообтекаемой формы показанные на рис. 5.1 ж, з [9, стр. 272]. За такими стабилизаторами, расположенными в потоке газоздушной смеси, образуется зона заторможенного движения частиц, в которой возникают обратные токи горячих продуктов сгорания, т.е. создается зона рециркуляции. Слои газоздушной смеси, расположенные на границе с зоной рециркуляции, подогреваются до температуры воспламенения, поджигаются и стабилизируют пламя в основном потоке. Наибольшей

стабилизирующей способностью обладают диски и шайбы; стабилизирующая способность цилиндров и керамических туннелей близки друг к другу.

А.2.1 Выбор горелки типа “Труба в трубе”

Выбор горелки состоит в определении ее размера, диаметра газового сопла и проверке получаемых скоростей воздуха и газа на выходе из горелки, а также скорости газозвушной смеси на выходе из горелки. Горелка должна поддерживать необходимые параметры во всем диапазоне нагрузок котла.

Вычисляем необходимое количество воздуха для одной из шести горелок по данным полученным в результате теплового расчета котла:

$$V_B = \frac{V_B^0 \cdot B_p \cdot \beta'_T}{n} \cdot k_t, \text{ м}^3/\text{с} \quad (6)$$

где V_B^0 - теоретически необходимое кол-во воздуха для сжигания 1 м^3 коксового газа, $\text{м}^3/\text{м}^3$

B_p - расчетный расход газа при заданной нагрузке, м^3

β'_T - необходимый избыток воздуха на горелках котла.

n - кол-во горелок на котле, шт

k_t - поправка на температуру воздуха поступающего в горелку, равная

$k_t = \sqrt{T/293}$ где T температура горячего воздуха в градусах Кельвина.

$$V_B = \frac{1,241 \cdot 17,631 \cdot 0,94}{6} \cdot 1,398 = 4,79, \text{ м}^3/\text{с}$$

Типоразмер горелки выбирают по графикам на рис. 4.5-4.7 [10, стр. 95-96] в зависимости от количества воздуха и его давления перед горелкой. Из данных полученных во время эксплуатации котла давление воздуха перед горелками составляет 2 кПа, а так как конструкция воздухопроводов не претерпевала изменений то значение сохранит свою величину.

По рис. 4.7 г [10, стр. 96] находим что заданным условиям соответствует горелка ДНБ-400.

Диаметр газового сопла для газа с температурой 200 °С определяют по графикам рис. 4.9 [10, стр. 98] в зависимости от необходимой пропускной способности горелки по газу и его давления перед горелкой.

Вычисляем расход газа на одну из шести горелок котла по данным полученным из теплового расчета котла при заданной нагрузке:

$$V_G = \frac{B_p}{n} \cdot k_t \cdot k_\rho, \text{ м}^3/\text{с} \quad (7)$$

где B_p - расчетный расход газа при заданной нагрузке, м³

n - кол-во горелок на котле, шт

k_t - поправка на температуру газа поступающего в горелку, равная

$k_t = \sqrt{T/293}$ где T температура газа в градусах Кельвина.

k_ρ - поправка на плотность газа, равная $k_\rho = \sqrt{\rho_{0Г}/\rho_{расч}}$, $\rho_{0Г} = 0,559$, кг/м³,
 $\rho_{расч} = 1$, кг/м³.

$$V_G = \frac{17,631}{6} \cdot 1,27 \cdot 0,747 = 2,78, \text{ м}^3/\text{с}$$

По рис. 4.9 [10, стр. 98] и найденному расходу газа вычисляем диаметр газового сопла, расчетным величинам соответствует сопло 200 мм.

По графику рис. 4.11 [10, стр. 99] находим скорости газа и воздуха.

$$w_{0Г} = 110, \text{ м/с}$$

$$w_{0В} = 68, \text{ м/с}$$

Вычисляем отношение скоростей газа к воздуху значение должно быть около двух но не превышать 3-4.

$$\vartheta = w_{0Г} / w_{0В} = 110 / 68 = 1,61 \quad (8)$$

Вычисляем скорость движения потока газа и воздуха во входных сечениях грелки, а также газозвушной смеси на выходе из амбразуры горелки по размерам проходных сечений для газа, воздуха и газозвушной смеси определенных из конструктивных характеристик горелки выбранной ранее при использовании Приложения II [10, стр. 547].

В подводящем газопроводе $D_2 = 150$, мм 25 м/с

В подводящем воздухопроводе $D_5 = 500$, мм 14 м/с

На выходе из устья горелки газозвушной смеси $d_{нз} = 425$, мм 30 м/с

Так как все вышеперечисленные скорости соответствуют оптимальным то выбор горелок считаем законченным.

Приложение Б.
(рекомендуемое)

Тепловой расчет котельного агрегата

Поверочный тепловой расчет котла выполняется с целью определения температур ϑ_{yx} уходящих газов $t_{гв}$ горячего воздуха и температуры рабочего тела в отдельных участках поверхностей нагрева. Величиной ϑ_{yx} предварительно задаются. Затем рассчитывают топку, воздухоподогреватель, пароперегреватель и экономайзер. Полученная температура газов перед воздухоподогревателем не должны отличаться больше, чем на $\pm 10^\circ\text{C}$ от принятой температуры. В противном случае расчет повторяется с новым принятым значением ϑ_{yx} [12].

Поверочный расчет выполняется в соответствии с нормативным методом расчета котлов.

Б.1. Тепловой расчет котла

Исходные данные

1. Котел ТКП-1 $D = 139719 \text{ кг/ч} = 38,81 \text{ кг/с}$
2. Топливо – синтез-газ.
3. Абсолютное давление пара $P = 3,4 \text{ МПа}$.
4. Перегретый пар 420°C .
5. Температура питательной воды $t_{н.в} = 140,08^\circ\text{C}$.
6. Продувка $P = 4\%$.

Б.2. Расчет объемов продуктов сгорания, объемных долей трехатомных газов в газоходах котла. Расчет энтальпии воздуха и продуктов сгорания

Б.2.1 Расчетные характеристики топлива

Принимаем состав и теплоту сгорания топлива из расчета газификатора при работе на буром угле

-водород $H_2 = 17,785 \%$

-метан $CH_4 = 3,419 \%$

-оксид углерода $CO = 20,608 \%$

-диоксид углерода $CO_2 = 4,262 \%$

-кислород $O_2 = 0 \%$

-азот $N_2 = 32,242 \%$

-вода $H_2O = 21,661 \%$

-непредельные углеводороды $C_mH_n = 0 \%$

-сероводород $H_2S = 0,023 \%$

Низшая теплота сгорания топлива $Q_n^p = 5,875 \text{ МДж/м}^3$

Проверим правильность записанных величин химических элементов входящих в состав топлива.

$$\begin{aligned} H_2 + CH_4 + H_2O + CO + CO_2 + O_2 + N_2 + C_mH_n + H_2S = \\ = 17,785 + 3,419 + 21,661 + 20,608 + 4,262 + 0 + 32,242 + 0 + 0,023 = 100\% \end{aligned} \quad (1)$$

Б.2.2 Теоретический объем воздуха

Теоретический объем воздуха V_B^0 , $\text{м}^3/\text{м}^3$ необходимого для полного сгорания 1м^3 топлива при $\alpha = 1$ определяют по формуле (4-13)[5].

При содержании в топливе до 3% непредельных углеводородов неизвестного состава их принимают состоящими из C_2H_4

$$V_B^0 = 0,0476 \cdot \left[0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + 1,5 \cdot H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \cdot C_m H_n - O_2 \right], \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (2)$$

$$V_B^0 = 0,0476 \cdot \left[0,5 \cdot 20,608 + 0,5 \cdot 17,785 + 1,5 \cdot 0,023 + \left(1 + \frac{4}{4} \right) \cdot 3,419 + \left(2 + \frac{4}{4} \right) \cdot 0 \right] = 1,241,$$

м³/м³.

Б.2.3 Теоретические объемы продуктов сгорания

Теоретические объемы продуктов сгорания, получаемые при полном сжигании 1 м³ топлива с теоретически требуемым количеством воздуха.

Теоретический объем трехатомных газов вычисляем по формуле (3.8)[14, стр. 38].

$$V_{RO_2}^0 = 0,01 \cdot [CO_2 + CO + H_2S + \sum m \cdot C_m H_n], \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (3)$$

$$V_{RO_2}^0 = 0,01 \cdot [4,262 + 20,608 + 0,023 + 1 \cdot 3,419 + 2 \cdot 0] = 0,283, \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретический объем азота вычисляем по формуле:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + 0,01 \cdot N_2 = 0,79 \cdot 1,241 + 0,01 \cdot 32,242 = 1,303, \text{ м}^3/\text{м}^3 \quad (4)$$

Теоретический объем водяных паров вычисляем по формуле:

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \cdot \left[H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} \cdot C_m H_n + 0,124 \cdot d_{\text{г.мл}} \right] + 0,0161 \cdot V_B^0, \text{ м}^3/\text{м}^3 \quad (5)$$

где $d_{\text{г.мл}}$ - влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к 1 м³ сухого газа, г/м³, принимается $d_{\text{г.мл}} = 10 \text{ г/м}^3$

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \cdot \left[0,023 + 17,785 + \frac{4}{1} \cdot 3,419 + \frac{4}{2} \cdot 0 + 0,124 \cdot 10 \right] + 0,0161 \cdot 1,241 = 0,347, \text{ м}^3 / \text{ м}^3$$

Плотность сухого газа при нормальных условиях вычисляем по формуле

$$\rho_{г.мл}^0 = 0,01 \cdot [1,96 \cdot CO_2 + 1,52 \cdot H_2S + 1,25 \cdot N_2 + 1,43 \cdot O_2 + 1,25 \cdot CO + 0,0899 \cdot H_2 + \sum (0,536 \cdot m + 0,045 \cdot n) \cdot C_m H_n], \text{ кг} / \text{ м}^3 \quad (6)$$

$$\rho_{г.мл}^0 = 0,01 \cdot [1,96 \cdot 4,262 + 1,52 \cdot 0,023 + 1,25 \cdot 32,242 + 1,43 \cdot 0 + 1,25 \cdot 20,608 + 0,0899 \cdot 17,785 + (0,536 \cdot 1 + 0,045 \cdot 4) \cdot 3,419 + (0,536 \cdot 2 + 0,045 \cdot 4) \cdot 0] = 0,785, \text{ кг} / \text{ м}^3$$

Б.2.4 Коэффициент избытка воздуха

Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки для котла с камерным сжиганием газа принимаем по таблице XX [5, стр. 175].

$$\alpha_T = 1,04$$

Присосы воздуха для газоходов котла (на выходе из газохода) принимаем по таблице XVII [5, стр. 171].

-коэффициент присоса воздуха в топку $\Delta\alpha_T = 0,1$

-коэффициент присоса воздуха в фестон $\Delta\alpha_\phi = 0$

-коэффициент присоса воздуха в газоход пароперегревателя $\Delta\alpha_{III} = 0,03$

-коэффициент присоса воздуха в газоход II ступени водяного экономайзера $\Delta\alpha_{ВЭКИ} = 0,04$

-коэффициент присоса воздуха в газоход I ступени водяного экономайзера $\Delta\alpha_{ВЭКИ} = 0,04$

-коэффициент присоса воздуха в газоход II ступени воздухоподогревателя

$$\Delta\alpha_{VIII} = 0,06$$

-коэффициент присоса воздуха в газоход I ступени воздухоподогревателя

$$\Delta\alpha_{VII} = 0,06$$

Количество воздуха, подаваемое в топку, отнесенное к теоретически необходимому для сгорания топлива вычисляем по формуле:

$$\beta'_T = \alpha_T - \Delta\alpha_T = 1,04 - 0,1 = 0,94 \quad (7)$$

Б.2.5 Объемы продуктов сгорания

Объемы продуктов сгорания топлива, объемные доли трехатомных газов водяных паров по газоходам котла сведены в таблицу Б.2.1

Таблица Б.2.1 - Объемы продуктов сгорания топлива, объемные доли трехатомных газов водяных паров по газоходам котла.

Величина и расчетная формула	$V_B^0 = 1,241, \text{ м}^3/\text{м}^3; V_{H_2O}^0 = 0,347, \text{ м}^3/\text{м}^3;$ $V_{RO_2}^0 = 0,283, \text{ м}^3/\text{м}^3; V_{N_2}^0 = 1,303, \text{ м}^3/\text{м}^3; \rho_{г.мл}^0 = 0,785 \text{ кг}/\text{м}^3;$					
	Газоход					
	Топка	Пароперегреватель	II-я ступень водяного экономайзера	I-я ступень водяного экономайзера	II-я ступень воздухоподогревателя	I-я ступень воздухоподогревателя
1. Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева. $\alpha'' = \alpha_T + \sum \Delta\alpha_i$	1,04	1,07	1,11	1,15	1,21	1,27
2. Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева $\alpha_{cp} = (\alpha' + \alpha'')/2$	0,99	1,055	1,09	1,13	1,18	1,24
3. Объем водяных паров, $\text{м}^3/\text{м}^3$ $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	0,347	0,348	0,349	0,35	0,351	0,352
4. Полный объем дымовых газов, $\text{м}^3/\text{м}^3$ $V_{\Gamma} = V_{RO_2}^0 + V_{N_2}^0 + V_{H_2O} + (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	1,921	2,003	2,047	2,097	2,16	2,236
5. Объемная доля трехатомных газов $r_{RO_2} = V_{RO_2}^0 / V_{\Gamma}$	0,147	0,141	0,138	0,135	0,131	0,127
6. Объемная доля водяных паров $r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_{\Gamma}$	0,181	0,174	0,171	0,167	0,162	0,157
7. Сумма объемных долей водяных паров и трехатомных газов $r_{\Pi} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0,328	0,315	0,309	0,302	0,293	0,284
8. Масса дымовых газов при сжигании 1 м^3 топлива, $\text{кг}/\text{м}^3$ $G_{\Gamma} = \rho_{г.мл}^0 + \frac{d_{г.мл}}{1000} + 1,306 \cdot \alpha \cdot V_B^0$	2,481	2,529	2,594	2,659	2,756	2,853

Б.2.6 Энтальпии теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания

Энтальпии теоретических объемов воздуха продуктов сгорания и унесенной с дымовыми газами золы вычисляем по таблице XIV [5, стр. 153]. Энтальпию продуктов сгорания I_{Γ} , кДж/кг при коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 1$ вычисляем по формуле:

$$I_{\Gamma} = I_{RO_2}^0 + I_{N_2}^0 + I_{H_2O} + (\alpha - 1) \cdot I_B^0, \text{ кДж}/\text{м}^3 \quad (8)$$

где $I_{RO_2}^0 = V_{RO_2}^0 \cdot (c \cdot \vartheta)_{RO_2}$, кДж/м³ - энтальпия трехатомных газов

$I_{N_2}^0 = V_{N_2}^0 \cdot (c \cdot \vartheta)_{N_2}$, кДж/м³ - энтальпия азота в дымовых газах

$$I_{H_2O} = V_{H_2O} \cdot (c \cdot \vartheta)_{H_2O}, \text{кДж/м}^3 - \text{энтальпия водяных паров}$$

$$I_B^0 = V_B^0 \cdot (c \cdot \vartheta)_B, \text{кДж/м}^3 - \text{энтальпия воздуха}$$

Полученные данные энтальпий продуктов сгорания при реальных избытках воздуха в газоходах сводятся в таблицу Б.2.2.

Таблица Б.2.2 - Энтальпии продуктов сгорания

Поверхность нагрева	$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$I_{RO_2}^0, \text{кДж/м}^3$	$I_{N_2}^0, \text{кДж/м}^3$	$I_{H_2O}, \text{кДж/м}^3$	$I_B^0, \text{кДж/м}^3$	$I_\Gamma, \text{кДж/м}^3$
Топка $\alpha_T = 1,04$	2100	1448,16	4073,89	1444,65	4013,39	7127,23
	2000	1371,43	3862,83	1362,4	3804,91	6748,86
	1900	1294,99	3653,08	1280,5	3597,66	6372,48
	1800	1218,83	3444,63	1200	3390,41	5999,07
	1700	1142,67	3236,18	1120,53	3185,65	5626,81
	1600	1067,08	3027,73	1041,75	2982,12	5255,85
	1500	991,77	2821,89	964,37	2778,6	4889,17
	1400	917,03	2617,35	888,02	2576,32	4525,45
	1300	842,85	2414,11	813,42	2375,27	4165,38
	1200	769,24	2221,29	739,85	2176,71	3817,44
	1100	695,91	2020,66	668,01	1979,4	3463,76
	1000	626,54	1821,33	597,92	1784,56	3117,17
900	555,2	1624,6	529,55	1592,2	2773,04	
800	484,7	1430,49	462,93	1401,09	2434,16	
Пароперегреватель $\alpha_{III} = 1,07$	900	555,2	1624,6	531,53	1592,2	2822,79
	800	484,7	1430,49	464,66	1401,09	2477,92
	700	415,9	1240,28	400,22	1214,94	2141,44
	600	348,52	1052,67	337,52	1030,03	1810,81
	500	282,84	868,97	276,91	850,09	1488,23
	400	219,84	689,19	218,05	672,62	1174,02
300	159,4	689,19	161,27	500,12	868,98	
II-я ступень водяного экономайзера $\alpha_{ВЭМ} = 1,11$	700	415,9	1240,28	401,02	1214,94	2190,84
	600	348,52	1052,67	338,2	1030,03	1852,69
	500	282,84	868,97	277,47	850,09	1522,79
	400	219,7	689,19	218,49	672,62	1201,36
	300	159,4	513,31	161,6	500,12	889,31
	200	101,92	340,03	106,1	331,35	584,51
	100	48,61	169,5	52,53	164,68	288,75

Продолжение таблицы Б.2.2.

I-я ступень водяного экономайзера $\alpha_{ВЭМ} = 1,15$	700	415,9	1240,28	401,94	1214,94	2240,36
	600	348,52	1052,67	338,97	1030,03	1894,67
	500	282,84	868,97	278,1	850,09	1557,43
	400	219,7	689,19	218,99	672,62	1228,77
	300	159,4	513,31	161,97	500,12	909,69
	200	101,92	340,03	106,34	331,35	598
	100	48,61	169,5	52,65	164,68	295,46
II-я ступень воздухоподогревателя $\alpha_{ВПИ} = 1,21$	700	415,9	1240,28	403,09	1214,94	2314,4
	600	348,52	1052,67	339,94	1030,03	1957,44
	500	282,84	868,97	278,9	850,09	1609,23
	400	219,7	689,19	219,61	672,62	1269,75
	300	159,4	513,31	162,43	500,12	940,16
	200	101,92	340,03	106,65	331,35	618,19
	100	48,61	169,5	52,8	164,68	305,49
I-я ступень воздухоподогревателя $\alpha_{ВИП} = 1,27$	700	415,9	1240,28	404,47	1214,94	2388,68
	600	348,52	1052,67	341,1	1030,03	2020,4
	500	282,84	868,97	279,85	850,09	1661,19
	400	219,7	689,19	220,36	672,62	1310,86
	300	159,4	513,31	162,98	500,12	970,72
	200	101,92	340,03	107,01	331,35	638,43
	100	48,61	169,5	52,98	164,68	315,55

Б.3. Тепловой баланс котельного агрегата и определение расхода топлива

Б.3.1 Тепловой баланс котельного агрегата

Составление теплового баланса котла заключается в вычислении равенства между пришедшим в котел количеством тепла, называемым располагаемым теплом Q_p^p и суммой полезно использованного тепла Q_1 и тепловых потерь обозначаемых Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6 . На основании теплового баланса определяют КПД и требуемый расход топлива.

Располагаемую теплоту при сжигании 1 м^3 газообразного топлива определяют по формуле:

$$Q_p^p = Q_n^p \cdot 10^3 + Q_{\text{тл}} + Q_{\text{внш}}, \text{ МДж/м}^3 \quad (9)$$

где Q_p^p - располагаемая теплота сжигаемого топлива, МДж/м³;

Q_n^p - низшая теплота сгорания топлива, МДж/м³;

$Q_{\text{тл}}$ - физическая теплота топлива, принимается во внимание для жидких и сильновлажных топлив, в нашем случае принимаем $Q_{\text{тл}} = 0$, кДж/м³;

$Q_{\text{внш}}$ - теплота подводимая к воздуху от внешнего источника, в нашем случае $Q_{\text{внш}} = 0$, кДж/м³;

$$Q_p^p = Q_n^p \cdot 10^3 = 5,875 \cdot 10^3 = 5875 \text{ кДж/м}^3.$$

Б.3.2 Потери тепла от химического недожога

Потери теплоты от химического недожога топлива q_3 определяются по таблицам ХХ [11, стр. 201]. Принимаем для синтез-газа $q_3 = 0,5\%$, механический недожог при сжигании газа отсутствует $q_4 = 0\%$.

Б.3.3 Потеря теплоты с уходящими газами

Потерю теплоты с уходящими газами q_2 , % вычисляются по формуле (5.5)[16, стр. 53]:

$$q_2 = \frac{(I_{yx} - \alpha_{yx} \cdot I_{xb}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_p^p}, \% \quad (10)$$

где $\alpha_{yx} = \alpha_{впл} = 1,27$ - коэффициент избытка воздуха за последней поверхностью нагрева;

I_{yx} - энтальпия выходящих газов при коэффициенте избытка воздуха α_{yx} и температуре выходящих газов t_{yx} ;

I_{xb}^0 - энтальпия теоретически требуемого количества холодного воздуха на входе в воздушный тракт. Принимаем $t_{xb} = 30^\circ\text{C}$ [5, стр. 29].

q_4 - потери теплоты с механическим недожогом топлива, %.

Энтальпию выходящих газов при $t_{yx} = 169^\circ\text{C}$ вычисляем по таблице 2.2

$$I_{yx} = 538,34, \text{ кДж/м}^3$$

Энтальпию холодного воздуха вычисляем по формуле(11):

$$I_{xb}^0 = C_g \cdot t_{xb} \cdot V_B^0 = 1,171 \cdot 30 \cdot 1,241 = 43,6, \text{ кДж/м}^3 \quad (11)$$

где C_g , кДж/м³ - теплоемкость воздуха при температуре t_{xb} , принимаем $C_g = 1,171$ из тыблицы 4 [13, стр. 468].

Вычисляем потерю теплоты с уходящими газами q_2 .

$$q_2 = \frac{(538,34 - 1,27 \cdot 43,6) \cdot (100 - 0)}{5875} = 8,22, \%$$

Б.3.4 Потеря теплоты от наружного охлаждения

Потеря теплоты q_5 от внешнего охлаждения через наружные поверхности котла при номинальной нагрузке котла $D_{\text{ном}} = 139,719 \text{ т/ч} = 38,81 \text{ кг/с}$ вычисляем по рисунку 5.1 [5, стр. 30].

$$q_5 = 0,681, \%$$

Б.3.5 Потеря теплоты с теплом шлаков

Потеря с физической теплотой удаляемых шлаков q_6 при сжигании газообразного топлива отсутствует.

$$q_6 = 0, \%$$

Б.3.6 Коэффициент полезного действия котла

Коэффициент полезного действия котла вычисляется по формуле(12):

$$\eta_k = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \quad (12)$$

$$\eta_k = 100 - (8,22 + 0,5 + 0 + 0,681 + 0) = 90,06, \%$$

Б.3.7 Расход топлива

Расход топлива B , $\text{м}^3/\text{с}$ подаваемого в топочную камеру парового котла вычисляется по формуле(13):

$$B_p = \frac{D \cdot (I_{\text{п.п.}} - I_{\text{п.в.}}) + D_{\text{пр}} \cdot (I_{\text{кип}} - I_{\text{п.в.}})}{Q_p^p \cdot \eta_k}, \quad (13)$$

где D - расчетная паропроизводительность котла, кг/с ;

$I_{п.п.}$ - энтальпия пара на выходе из котла при давлении $P = 3,4$ МПа, кДж/кг;

$I_{п.в.}$ - энтальпия питательной воды на входе в котел при $P = 5$ МПа, кДж/кг;

$I_{кип}$ - энтальпия кипящей воды при давлении $P = 3,4$ МПа;

$D_{пр}$ - расход непрерывной продувки, $D_{пр} = 0,01 \cdot p \cdot D$, процент продувки задан местными инструкциями по введению режима котла и составляет $p = 1$, %

$$D_{пр} = 0,01 \cdot 4 \cdot 38,81 = 1,55 \text{ кг/с.}$$

$I_{п.п.} = 3233,26$, кДж/кг при давлении пара $P = 3,4$, МПа и температуре $t = 420$ [1, стр. 117].

$I_{п.в.} = 592$, кДж/кг при давлении $P = 3,77$, МПа и температуре питательной воды $t_{п.в.} = 140,08^\circ\text{C}$ [1, стр. 124].

$I_{кип} = 1048,2$, кДж/кг при давлении воды в барабане котла $P = 3,4$, МПа [1, стр. 117].

Рассчитываем расход топлива.

$$B_p = \frac{38,81 \cdot (3233,26 - 592) + 1,55 \cdot (1048,2 - 592)}{5875 \cdot 0,9006} = 19,39 \text{ ,м}^3/\text{с}$$

Коэффициент сохранения теплоты вычисляем через уравнение:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_k + q_5} = 1 - \frac{0,681}{90,06 + 0,681} = 0,993 \quad (14)$$

Б.4. Расчет теплообмена в топке

Б.4.1 Геометрические характеристики топки

Геометрические характеристики топки вычисляем по чертежу котла.

При расчете теплообмена в топке котла ее объем V_T , м³ вычисляется по чертежам котла. Границами объема являются осевые плоскости экранных труб или обращенные в топку участки защитного огнеупорного слоя; в местах не закрытых экранами – стены топочной камеры. В выходном сечении топочной камеры ее объем ограничивается плоскостью, проходящей через оси первого ряда ширм, фестона или котельного пучка. Если ширмовые пакеты сверху топки расположены по всему сечению, то верхней границей топки служит проходящая под ширмами горизонтальная плоскость, даже если расстояние от стенки до пакета и между пакетами больше шага ширм. Нижней границей объема топки служит под топки. При наличии холодной воронки за нижнюю границу объема топки условно принимается горизонтальная плоскость, отделяющая ее нижнюю половину.

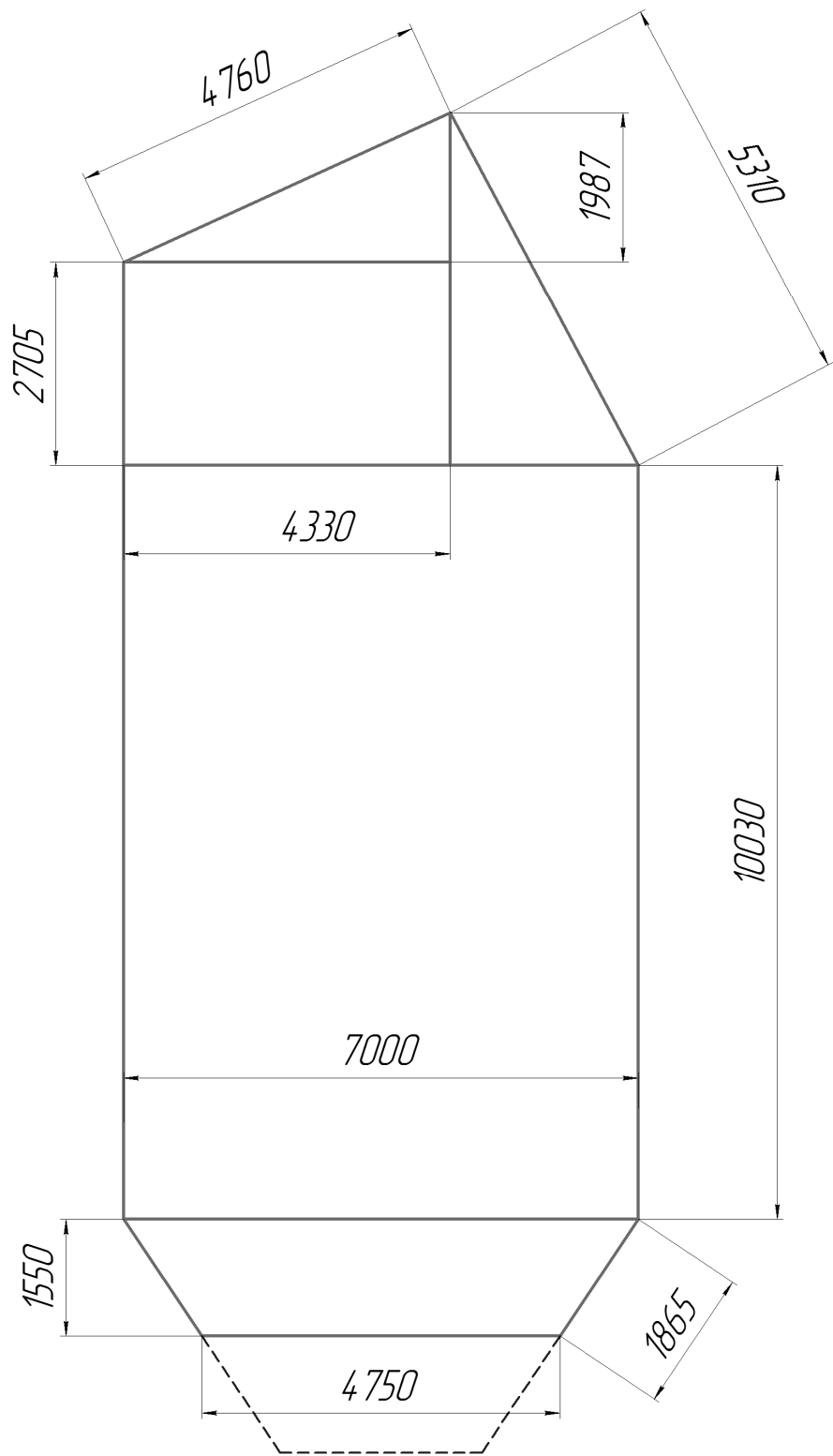


Рисунок Б.1 - Схема топки котла ТКП-1 и её характерные размеры

1) Площадь поверхности стен топки:

Площадь боковых стен вычисляем как сумму площадей отдельных примитивов входящих в нее.

$$F_{бок.ст} = 2 \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot (1,987 \cdot 4,33) + \frac{1}{2} \cdot (2,67 \cdot 4,692) + (2,705 \cdot 4,33) + (10,03 \cdot 7) + \frac{1}{2} \cdot (7 + 4,75) \cdot 1,55 \right] = 203,3 \text{ ,м}^2$$

Площадь фронтальной стены вычисляем по протяженности фронтального участка топки котла и ширине топки известной нам из чертежа.

$$F_{фр} = (1,865 + 10,03 + 2,705 + 4,76) \cdot 7,2 = 139,4 \text{ , м}^2$$

Площадь задней стены топки определяется аналогично фронтальной стене, за той лишь разницей, что принимается протяженность задней стены.

$$F_{зад.} = (1,865 + 10,03 + 5,31) \cdot 7,2 = 123,88 \text{ , м}^2$$

Под топкой определяется шириной топки а также длиной плоскости проходящей через середину холодной воронки.

$$F_{под} = 4,75 \cdot 7,2 = 34,2 \text{ , м}^2$$

Суммарная площадь поверхности стен топки

$$F_{ст} = F_{бок} + F_{фр} + F_{зад} + F_{под} \text{ , м}^2 \tag{15}$$

$$F_{ст} = 203,3 + 139,4 + 123,88 + 34,2 = 500,8 \text{ , м}^2$$

2) Объем топочной камеры:

$$V_T = \frac{F_{\text{бок}}}{2} \cdot a = \frac{203,3}{2} \cdot 7,2 = 731,9, \text{ м}^3 \quad (16)$$

где a – ширина топки, м

3) Лучевоспринимающую поверхность топки вычисляем по формуле(17):

$$H_{\text{л}} = \sum F_i \cdot x_i, \text{ м}^2 \quad (17)$$

где F_i - площадь поверхности i -ой стены, занятая экраном, м^2 ;

x_i - угловой коэффициент i -го экрана, определяется по номограмме 1 [5, стр. 214]. Для экранов расположенных у выходного окна топки $x = 1$.

Сводим расчет лучевоспринимающей поверхности топки в таблицу Б.4.

Таблица Б.4 - Лучевоспринимающая поверхность топки

Экраны	Средняя освещенная длина труб экрана l , мм	Расстояние между осями крайних труб экрана b , мм	Площадь стены покрытая экраном, $F_{\text{пл}}$, м^2	Диаметр экранных труб d , мм	Шаг экранных труб S , мм	Расстояние от оси трубы до стены e , мм	Относительный шаг экранных труб S/d	Относительное расстояние от оси трубы до стены e/d	Угловой коэффициент экрана x	Лучевоспринимающая поверхность нагрева $H_{\text{л}}$, м^2
Боковые экраны	14520	7000x2	203,3	83	100	100	1,20	1,20	0,88	178,90
Передние экраны	19360	7200	139,4	83	100	80	1,20	0,96	0,88	122,67
Задние экраны	17205	7200	85,644	83	100	80	1,20	0,96	0,88	75,37
Первый ряд труб фестона	5310	7200	38,232	83	100	-	1,20	-	1	38,23

Общую лучевоспринимающую поверхность нагрева топки определяют как сумму отдельных ее составляющих.

$$H_{\text{л}} = H_{\text{л}}^{\text{б.э.}} + H_{\text{л}}^{\text{н.э.}} + H_{\text{л}}^{\text{з.э.}} + H_{\text{л}}^{\text{ф.}} = 178,9 + 122,67 + 75,37 + 38,23 = 415,17, \text{ м}^2 \quad (18)$$

4) Вычисляем величину экранирования топки по формуле:

$$\chi = H_{\text{л}} / F_{\text{ст}} = 415,17 / 500,8 = 0,829 \quad (19)$$

5) Эффективная толщина излучающего слоя находится по формуле:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_T}{F_{ст}} = 3,6 \cdot \frac{731,9}{500,8} = 5,26, \text{ м} \quad (20)$$

где V_T - объем топочной камеры, м³

$F_{ст}$ - площадь поверхности стен топки, м²

б) Расчетное тепловое напряжение топочного объема вычисляем по формуле:

$$q_V^p = B_p \cdot Q_H^p / V_T = 19,39 \cdot 5875 / 731,9 = 155,6 \text{ кВт/м}^3 \quad (21)$$

7) Относительный уровень расположения горелок характеризуется величиной:

$$x_e = \frac{h_e}{H_m} = \frac{3,754}{13,925} = 0,27 \quad (22)$$

где H_m - высота топки, м определяется исходя из рисунка 6-3 [11, стр. 27]

h_e - уровень расположения осей горелок, м определяется исходя из рисунка 6-3 [11, стр. 27].

Б.4.2 Радиационные свойства продуктов сгорания

Основной радиационной характеристикой продуктов сгорания является критерий поглощательной способности (критерий Бугера).

$$Bu = k \cdot p \cdot s \quad (23)$$

где k - коэффициент поглощения топочной среды, 1/(м·МПа), вычисляется по температуре и составу газов на выходе из топочной камеры. При его вычислении принимается во внимание излучение трехатомных газов (RO_2 , H_2O) и взвешенных в их потоке частиц сажи.

p - давление в топке, для котлов работающих без наддува $p = 0,1$ МПа

s - эффективная толщина излучающего слоя, м

При сжигании газа коэффициент поглощения топочной среды находится по формуле:

$$k = k_{\Gamma} + m \cdot k_c, \text{ 1/(м·МПа)} \quad (24)$$

где $k_{\Gamma} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_{\Pi} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T''}{1000} \right) \cdot r_{\Pi}$ - коэффициент поглощения

лучей газовой фазой продуктов сгорания топлива (RO_2 , H_2O), 1/(м·МПа)

k_c - коэффициент поглощения лучей частицами сажи, 1/(м·МПа)

m - коэффициент характеризующий относительное заполнение топочной камеры светящимся пламенем, Для природного газа и всех остальных газов кроме доменного $m = 0,1$.

Приняв температуру дымовых газов на выходе из топки равной $\vartheta_T'' = 1058^\circ\text{C} = T_T'' = 1331\text{K}$ вычисляем коэффициент поглощения топочной среды.

Вычисляем коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания по ранее определенной формуле:

$$k_{\Gamma} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,181}{\sqrt{0,328 \cdot 5,26}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1331}{1000} \right) \cdot 0,328 = 1,189, \text{ 1/(м·МПа)}$$

Вычисляем коэффициент поглощения лучей частицами сажи по формуле:

$$k_c = \frac{1,2}{1 + \alpha_T^2} \cdot \left(\frac{C^r}{H^r} \right)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot T_T'' - 0,5), \text{ 1/(м·МПа)} \quad (25)$$

где α_T - коэффициент избытка воздуха в топке.

$\frac{C^r}{H^r}$ - соотношение углерода и водорода в рабочей массе сжигаемого

топлива.

$$\frac{C^r}{H^r} = 0,12 \cdot \sum \frac{m}{n} \cdot C_m^r H_n^r = 0,12 \cdot \left[\frac{1}{4} \cdot 3,419 + \frac{2}{4} \cdot 0 \right] = 0,1 \quad (26)$$

где m и n - количество атомов углерода и водорода в соединении.

$$k_c = \frac{1,2}{1+1,04^2} \cdot (0,1)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1331 - 0,5) = 0,374, \text{ 1/(м·МПа)}$$

Вычисляем коэффициент поглощения топочной среды:

$$k = 1,189 + 0,1 \cdot 0,374 = 1,23, \text{ 1/(м·МПа)}$$

Вычисляем коэффициент Бугера

$$B_u = 1,23 \cdot 0,1 \cdot 5,26 = 0,647$$

Б.4.3 Коэффициент тепловой эффективности экранов

Коэффициент тепловой эффективности экранов равен произведению углового коэффициента экрана χ на коэффициент ζ , учитывающий тепловое сопротивление загрязнения или покрытия изоляцией, и находится по формуле(27)

$$\psi = \chi \cdot \zeta \quad (27)$$

Если стены топки закрыты экранами с разными значениями коэффициента тепловой эффективности ψ или экраны покрывают часть поверхности стен, среднее значение коэффициента тепловой эффективности

$$\psi_{cp} = \frac{\sum \psi \cdot F_{ст}}{F_{ст}} \quad (28)$$

Для неэкранированных участков стен топки принимается $\psi = 0$

Коэффициент ζ учитывающий снижение тепловосприятия экрана при его загрязнении или закрытии его поверхности изоляцией, принимается по таблице 6-3[5, стр. 42]. При сжигании газа в камерной топке коэффициент $\xi = 0,65$

Находим коэффициент тепловой эффективности экранов.

$$\Psi_{\text{cp}} = \frac{((14,52 \cdot 7,2) \cdot 0,88 + (19,36 \cdot 7,2) \cdot 0,88 + (17,205 \cdot 7,2) \cdot 0,88 + (5,31 \cdot 7,2) \cdot 1) \cdot 0,65}{500,8} = 0,582$$

Б.4.4 Расчет теплообмена в топке и температуры на выходе из нее

Методика нахождения суммарного теплообмена в топке основывается на приложении теории подобия к топочному процессу. Главными параметрами, характеризующими безразмерную температуру газов на выходе из топки Θ_T'' , являются критерий радиационного теплообмена Больцмана (Bo) и критерий поглощательной способности Бугера (Bu). Вид функциональной взаимосвязи, устанавливающей зависимость между этими параметрами, найден на основании анализа опытных данных по теплообмену в топках котлов.

Учитывание влияния на теплообмен неизотермичности температурного поля топки и эффекта рассеивания излучения гарантируется за счет использования эффективного значения критерия $B\tilde{u}$.

Безразмерная температура газов на выходе из топочной камеры находится по формуле:

$$\Theta_T'' = \frac{T_T''}{T_a} = \frac{Bo^{0,6}}{M \cdot B\tilde{u}^{0,3} + Bo^{0,6}} \quad (29)$$

где T_a - адиабатическая температура горения топлива, К;

M - параметр, определяющий влияние на интенсивность теплообмена в зависимости от уровня расположения горелок, величины забалластированности топочных газов и других факторов.

Вычисляем адиабатическую температуру горения ϑ_a , находим по полезному тепловыделению в топке Q_T , кДж/м³ при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_T = 1,04$

Полезное тепловыделение в топке получается из располагаемой теплоты топлива за вычетом потерь в топочной камере и теплоты внешнего нагрева топлива и воздуха, парового дутья и теплоты циркулирующих газов. Q_T вычисляется по формуле:

$$Q_T = Q_p^p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_{нф} + Q_B + r \cdot I_{г.отб} \quad (30)$$

где Q_p^p - располагаемая теплота топлива, кДж/м³;

q_3, q_4, q_6 - потери теплоты от химической и физической неполноты сгорания топлива и с теплом шлака, для газообразного топлива $q_4 = 0, q_6 = 0$;

$Q_{нф}$ - тепло приносимое в топку паровым дутьём, кДж/м³ ($Q_{нф} = 0$);

Q_B - теплота, приносимая воздухом в топку, кДж/м³;; для котла оборудованного воздухоподогревателем находится по формуле $Q_B = (\alpha_T - \Delta\alpha_T) \cdot I_e^{0n} + \Delta\alpha_T \cdot I_{хв}^0$, кДж/м³;

$r \cdot I_{г.отб}$ - теплота рециркулирующих газов, кДж/м³;; ($r \cdot I_{г.отб} = 0$).

Определим количество теплоты вносимое в топку с воздухом.

$$Q_B = (\alpha_T - \Delta\alpha_T) \cdot I_e^{0n} + \Delta\alpha_T \cdot I_{хв}^0 = (1,04 - 0,1) \cdot 239,8 + 0,1 \cdot 43,6 = 229,77 \text{ кДж/м}^3 \quad (31)$$

где I_e^{0n} - энтальпия теоретически необходимого воздуха после воздухоподогревателя, кДж/м³

$$I_B^{0''} = V_B^0 \cdot C_B \cdot \rho_B \cdot t_B^{0''} = 1,241 \cdot 1,047 \cdot 0,615 \cdot 300 = 239,8, \text{ кДж/м}^3 \quad (32)$$

где V_B^0 - теоретический объем воздуха, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$C_B = 1,047$, кДж/(кг · К) - теплоемкость воздуха выходе из воздухоподогревателя при температуре $t_B^{0''} = 300$, °С

$\rho_B = 0,615$, кг/м³ - плотность воздуха на выходе из воздухоподогревателя при температуре $t_B^{0''} = 300$, °С

$t_B^{0''} = 300$, °С - температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя

Найдем полезное тепловыделение в топке по формуле:

$$Q_T = 5875 \cdot \frac{100 - 0,5 - 0 - 0}{100 - 0} + 229,77 = 6075,39, \text{ кДж/м}^3$$

Определим адиабатическую температуру в топке путем интерполяции значений из таблицы 2.2

$$\vartheta_a = 1800 + \frac{6075,39 - 5999,07}{(6372,48 - 5999,07)/100} = 1820, \text{ °С}$$

Определим среднюю суммарную теплоемкость продуктов сгорания 1м³ топлива.

$$(V \cdot c)_{\text{cp}} = \frac{Q_T - I_T''}{\vartheta_a - \vartheta_T''}, \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К)} \quad (33)$$

где I_T'' - энтальпия дымовых газов на выходе из топки находим из таблицы 2.2 при температуре на выходе из топки принятой ранее $\vartheta_T'' = 1058$ °С.

$$I_T'' = 3318,2, \text{ кДж/м}^3,$$

$$(V \cdot c)_{\text{cp}} = \frac{6075,39 - 3318,2}{1820 - 1058} = 3,618, \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К)}. \quad (34)$$

Рассчитываем эффективное значение критерия Бугера ($B\tilde{u}$) по формуле:

$$B\tilde{u} = 1,6 \cdot \ln \left(\frac{1,4 \cdot Bu^2 + Bu + 2}{1,4 \cdot Bu^2 - Bu + 2} \right) = 1,6 \cdot \ln \left(\frac{1,4 \cdot 0,647^2 + 0,647 + 2}{1,4 \cdot 0,647^2 - 0,647 + 2} \right) = 0,818 \quad (35)$$

Рассчитываем коэффициент M принимающий во внимание положение ядра факела по высоте топки. Для камерных топок коэффициент M вычисляется по формуле(36):

$$M = M_0 \cdot (1 - 0,4 \cdot x_2) \cdot \sqrt[3]{r_v} \quad (36)$$

где M_0 - для газомазутных топок при настенном расположении горелок принимается $M_0 = 0,4$

x_2 - относительный уровень расположения горелок, определяется как отношение высоты расположения горелок полной высоте топки.

r_v - параметр забалластированности топочных газов находится по формуле

$$r_v = \frac{V_\Gamma \cdot (1 + r)}{V_{N_2}^0 + V_{RO_2}^0} \quad (37)$$

где r - коэффициент рециркуляции дымовых газов, в нашем случае $r = 0$

V_Γ - полный объем продуктов сгорания в топке принимается из таблицы

2.1

$V_{N_2}^0$ - теоретический объем азота принимается из таблицы Б.2.1

$V_{RO_2}^0$ - теоретический объем трехатомных газов принимается из таблицы

2.1

$$r_v = \frac{1,921 \cdot (1 + 0)}{1,303 + 0,2831} = 1,21$$

Рассчитываем коэффициент M

$$M = 0,4 \cdot (1 - 0,4 \cdot 0,27) \cdot \sqrt[3]{1,21} = 0,38$$

Рассчитаем температуру газов на выходе из топки

$$\vartheta_T'' = \frac{T_a}{1 + M \cdot B \tilde{u}^{0.3} \cdot \left[\frac{\sigma_0 \cdot \psi_{cp} \cdot F_{ст} \cdot T_a^3}{\varphi \cdot B_p \cdot (V \cdot c)_{cp}} \right]^{0.6}} - 273, ^\circ C, \quad (38)$$

$$\vartheta_T'' = \frac{2093}{1 + 0,38 \cdot 0,818^{0.3} \cdot \left[\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,582 \cdot 500,8 \cdot 2093^3}{0,993 \cdot 19,39 \cdot 3,618} \right]^{0.6}} - 273 = 1059, ^\circ C.$$

Так как расчетная температура отличается от принятой менее чем на 100 °С, то расчет топки считается выполненным верно.

Б.5. Расчет конвективных поверхностей нагрева котла

Расчет конвективных и ширмовых поверхностей нагрева основывается на одновременном решении системы уравнений теплового баланса и уравнения теплообмена.

Величина теплообмена находится по формуле:

$$Q = \frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{B_p} \cdot 10^{-3}, \text{ кДж/м}^3 \quad (39)$$

где Q - тепло, воспринятое поверхностью конвекцией и межтрубным излучением, отнесенное к 1 м³ топлива, кДж/м³;

k - коэффициент теплопередачи, присовокупленный к расчетной поверхности нагрева, Вт/(м²·К);

Δt - температурный напор, К;

B_p - расчетный расход топлива, м³/с;

H - расчетная поверхность нагрева, м².

В гладкотрубных конвективных пучках рассчитываемая поверхность принимается равной всей поверхности труб с наружной(газовой) стороны.

В уравнении теплового баланса количество тепла, отданное дымовым газами, приравнивается к количеству тепла, воспринятому обогреваемой средой.

Тепло отданное газами рассчитываемой поверхности вычисляется по формуле:

$$Q_o = \varphi \cdot (I' - I'' + \Delta\alpha \cdot I_{прс}^0) - Q_{доп}, \text{ кДж/м}^3 \quad (40)$$

где φ - коэффициент сохранения тепла

I' , I'' - энтальпии газов на входе в поверхность нагрева и выходе из нее, кДж/кг

$\Delta\alpha$ - присос воздуха в газоход.

$I_{\text{прс}}^0$ - энтальпия теоретически необходимого количества присасываемого воздуха, кДж/м³. Определяется для всех газоходов по температуре присасываемого воздуха.

$Q_{\text{доп}}$ - тепловосприятие дополнительной поверхности, кДж/м³, включенной параллельно или последовательно по ходу газов с рассчитываемой поверхностью.

Б.5.1 Коэффициент теплопередачи

Коэффициент теплопередачи для труб поверхностей нагрева принимается с достаточной точностью как для многослойной плоской стенки

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_{\text{в.о.}}}{\lambda_{\text{в.о.}}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (41)$$

где α_1 , α_2 - коэффициенты теплоотдачи от греющей среды к стенке и от стенки к обогреваемой среде, Вт/(м² · К).

δ_m , λ_m - толщина, м, и коэффициент теплопроводности металла стенки трубы, Вт/(м² · К).

$\varepsilon = \delta_3 / \lambda_3$ - тепловое сопротивление загрязняющего слоя, называемое “коэффициентом загрязнения”, (м² · К)/Вт.

$\delta_{\text{в.о.}}$, $\lambda_{\text{в.о.}}$ - толщина, м, и коэффициент теплопроводности слоя отложений на внутренней поверхности труб, Вт/(м · К).

Если одна или обе теплообменивающиеся среды являются дымовыми газами или воздухом, то термическое сопротивление на газовой и воздушной

сторонах гладкотрубной поверхности нагрева ($1/\alpha_1$ и $1/\alpha_2$) существенной превышает термическое сопротивление металла труб. Последним в этом случае пренебрегают ($\delta_m / \lambda_m = 0$).

При нормальной эксплуатации котла внутренние отложения не должны вызывать существенного роста термического сопротивления трубы, поэтому в тепловом расчете они не учитываются ($\delta_{\text{в.о.}} / \lambda_{\text{в.о.}} = 0$).

Тепловое сопротивление загрязнения зависит от многих факторов: типа топлива, скорости газов, диаметра труб и их расположения в топке, фракции золы и др. Из-за отсутствия в некоторых случаях этих данных применяются два метода оценки степени загрязнения: с помощью коэффициента загрязнения ε и коэффициента эффективности ψ , представляющего собой отношение коэффициентов теплопередачи загрязненных и чистых труб.

Б.5.2 Расчет фестона

По чертежу задаются конструктивные характеристики вычисляемой поверхности нагрева: площадь поверхности нагрева, шаг труб и рядов (расстояния между осями труб), диаметр труб, число труб в ряду, число рядов этих труб и площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания топлива. Для данной поверхности нагрева котла ширина газохода $a=7,4$ м, а высота $b=4,4$ м

Сводим конструктивные характеристики фестона в таблицу Б.5.2.1

Таблица Б.5.2.1 – Конструктивные характеристики фестона.

Наименование величин	Условные обозначения	Результаты
Поверхность нагрева, м ²	H	82,56
Число рядов труб:		
поперек хода газов	z_1	18
по ходу газов.....	z_2	4
Диаметр труб, мм	d	83x4
Расчётные шаги труб в мм.		
поперечный	s_1	400
продольный.....	s_2	300
Относительны шаг труб		
поперечный.....	$\sigma_1 = s_1 / d$	4,82
продольный.....	$\sigma_2 = s_2 / d$	3,61

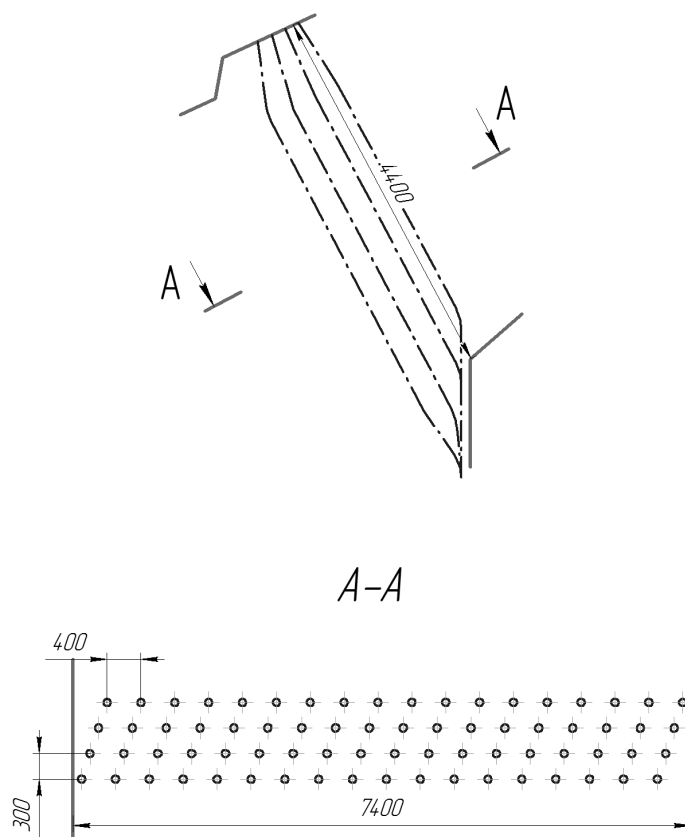


Рисунок Б.2 – Схематичное изображение фестона

Коэффициент теплопередачи в конвективных гладкотрубных пучках и фестонах вычисляется по формуле:

$$k = \psi \cdot \alpha_1, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (42)$$

где ψ - коэффициент тепловой эффективности при сжигании газа принимается по таблице 7-5 [5, стр. 70]. При работе котла с $\alpha_T > 1,03$ значение ψ для всех поверхностей нагрева котла уменьшают на 0,05

α_1 - коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы определяется по формуле:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_l), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (43)$$

где ξ - коэффициент использования, для поперечно омываемых пучков труб принимается $\xi = 1$;

α_k - коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м²·К);

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

Б.5.2.1 Коэффициент теплопередачи для фестона котла и количество тепла воспринятого им

Коэффициент теплопередачи зависит от скорости и температур потоков, определяющего линейного размера канала, вида поверхности (гладкая, волнистая ребристая), расположения труб в пучке и характера его омывания (продольное, поперечное, косое), физических свойств омывающей среды, а также физических свойств среды протекающей внутри труб.

Зададимся температурой дымовых газов на выходе из фестона и определим расчетную температуру потока дымовых газов.

$$\vartheta_{\phi}'' = 978^{\circ}\text{C} = T_{\phi}'' = 1251\text{K}.$$

Расчетная температура потока дымовых газов

$$\vartheta_{\phi} = \frac{\vartheta_{\phi}' + \vartheta_{\phi}''}{2} \quad (44)$$

где ϑ_{ϕ}' , ϑ_{ϕ}'' - температура дымовых газов на входе в фестон и на выходе из него. Температура на входе в фестон принимается равной температуре на выходе из топки котла определенной ранее.

$$\vartheta_{\phi} = \frac{1059 + 978}{2} = 1018^{\circ}\text{C}$$

1) Расчетная скорость дымовых газов.

$$w_{\Gamma} = \frac{B_p \cdot V_{\Gamma} \cdot (\vartheta_{\phi} + 273)}{F_{\Gamma} \cdot 273}, \text{ м/с} \quad (45)$$

где F_{Γ} - площадь живого сечения для прохода газов, м²;

B_p - расчетный расход топлива, м³/с;

V_r - полный объем дымовых газов, м³/ м³;

ϑ_ϕ - расчетная температура потока дымовых газов в газоходе фестона, °С

Площадь живого сечения (F_r) для прохода газов и воздуха в газоходах, заполненных поперечно и косо огибаемыми гладкими и ребристыми трубами, вычисляется по сечению, проходящему через оси поперечного ряда труб, равному разности между полной площадью поперечного сечения газохода в свету и частью этой площади, занятой трубами и ребрами. В данном сечении площадь для прохождения газов наименьшая в сравнении с любым другим параллельным сечением. В шахматных пучках труб меньшим может оказаться диагональное сечение.

При поперечном обтекании газами гладкотрубных пучков, площадь живого сечения вычисляется по формуле(46):

$$F_r = a \cdot b - z_1 \cdot l \cdot d, \text{ м}^2 \quad (46)$$

где a, b - размеры газохода в расчетном сечении, м

z_1 - число труб в ряду, шт

d, l - диаметр и длина труб, м; при изогнутых трубах l вычисляется как проекция труб на поперечное сечение газохода.

$$F_r = 7,4 \cdot 4,4 - 18 \cdot 4,4 \cdot 0,083 = 25,99, \text{ м}^2$$

Рассчитаем скорость дымовых газов по формуле:

$$w_r = \frac{19,39 \cdot 1,921 \cdot (1018 + 273)}{25,99 \cdot 273} = 6,78, \text{ м/с}$$

2) Коэффициент теплоотдачи конвекцией.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании расположенном в шахматном порядке гладкотрубных пучков и ширм вычисляется по формуле:

$$\alpha_k = 0,36 \cdot C_s \cdot C_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w \cdot d}{\nu} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (47)$$

где C_s - поправка на геометрическую компоновку пучка; определяется в зависимости от относительных шагов труб

$$\text{при } 0,1 \leq \varphi \leq 1,7 \text{ и всех } \sigma_1 \quad C_s = 0,95 \cdot \varphi^{0,1}$$

$$\text{при } 1,7 \leq \varphi \leq 4,5 \text{ и } \sigma_1 < 3 \quad C_s = 0,77 \cdot \varphi^{0,5}$$

$$\text{при } 1,7 \leq \varphi \leq 4,5 \text{ и } \sigma_1 \geq 3 \quad C_s = 0,95 \cdot \varphi^{0,1}$$

$$\varphi = (\sigma_1 - 1) / (\sigma'_2 - 1) \quad (48)$$

где σ'_2 - средний относительный диагональный шаг труб определяемый по формуле(49).

$$\sigma'_2 = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2} = \sqrt{\frac{4,82^2}{4} + 3,61^2} = 4,341 \quad (49)$$

$$\varphi = (4,82 - 1) / (4,341 - 1) = 1,143$$

$$C_s = 0,95 \cdot \varphi^{0,1} = 0,95 \cdot 1,143^{0,1} = 0,963 \quad (50)$$

C_z - поправочный коэффициент на число рядов труб по ходу газов;

$$\text{при } z_2 < 10 \text{ и } \sigma_1 \leq 3 \quad C_z = 3,12 \cdot z_2^{0,05} - 2,5$$

$$\text{при } z_2 < 10 \text{ и } \sigma_1 > 3 \quad C_z = 4 \cdot z_2^{0,02} - 3,2$$

$$\text{при } z_2 \geq 10 \quad C_Z = 1$$

так как $z_2 < 10$ и $\sigma_1 > 3$ то формула для расчета поправки будет иметь вид:

$$C_Z = 4 \cdot z_2^{0.02} - 3,2 = 4 \cdot 4^{0.02} - 3,2 = 0,912 \quad (51)$$

ν - коэффициент кинематической вязкости среды при температуре потока, м/с², находится по формуле: $\nu = M_\nu \cdot \nu_r$, м/с²

где M_ν - множитель вычисляемый в зависимости от r_{H_2O} и температуры потока газов, находится по рис. 3.1(а) [5, стр. 19]. $M_\nu = 1,03$

ν_r - кинематическая вязкость для среднего состава дымовых газов, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока дымовых газов.

$$\nu_r = 175 \cdot 10^{-6}$$

$$\nu = 1,03 \cdot 175 \cdot 10^{-6} = 175,1 \cdot 10^{-6}, \text{ м/с}^2$$

λ - коэффициент теплопроводности среды при температуре потока, Вт/(м·К), находится по формуле: $\lambda = M_\lambda \cdot \lambda_r$, Вт/(м·К)

где M_λ - множитель вычисляемый в зависимости от r_{H_2O} и температуры потока газов, находится по рис. 3.1(б) [5, стр. 19]. $M_\lambda = 1,057$

λ_r - коэффициент теплопроводности для среднего состава дымовых газов, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока дымовых газов. $\lambda_r = 11,03 \cdot 10^{-2}$

$$\lambda = 1,057 \cdot 11,03 \cdot 10^{-2} = 11,66 \cdot 10^{-2}, \text{ Вт/(м·К)}$$

Pr - критерий Прандтля при температуре потока, находится по формуле:

$$\text{Pr} = M_{\text{Pr}} \cdot \text{Pr}_r \quad (52)$$

где M_{Pr} - множитель вычисляемый в зависимости от r_{H_2O} , находится по рис. 3.1(в) [5, стр. 19]. $M_{Pr} = 1,106$

Pr_r - критерий Прандтля для среднего состава дымовых газов, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока дымовых газов.

$$Pr_r = 0,58$$

$$Pr = 1,106 \cdot 0,58 = 0,641$$

Вычисляем коэффициент теплоотдачи конвекцией по формуле(47):

$$\alpha_{\kappa} = 0,36 \cdot 0,963 \cdot 0,912 \cdot \frac{11,66 \cdot 10^{-2}}{0,083} \cdot \left(\frac{6,78 \cdot 0,083}{175,1 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,641^{0,33} = 48,6, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

3) Коэффициент теплоотдачи излучением.

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания для не запыленного потока вычисляется через уравнение:

$$\alpha_{\lambda} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_3 + 1}{2} \cdot a \cdot T_{\phi}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T_{\phi}} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_3}{T_{\phi}}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (53)$$

где a_3 - степень черноты загрязненных стенок лучевоспринимающих поверхностей; для поверхностей нагрева котлов $a_3 = 0,8$

T_3 - температура стенки труб задается равной температуре слоя золовых отложений

a - степень черноты потока газов при температуре ϑ_{ϕ} ; для изотермического объема вычисляется по формуле:

$$a = 1 - e^{-kps} \quad (54)$$

где kps - суммарная оптическая толща продуктов сгорания.

Суммарная оптическая толщина не запыленного газового потока определяется по формуле:

$$kps = k_r^0 \cdot r_{II} \cdot p \cdot s \quad (55)$$

где k_r^0 - коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания;

r_{II} - суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания;

p - давление газов для котлов работающих без наддува принимается $p = 0,1$ МПа;

s - эффективная толщина излучающего слоя для гладкотрубных пучков и фестонов с числом рядов труб менее или равное трем находится по формуле:

Находим эффективную толщину излучающего слоя

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_2 - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,083 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot 4,82 \cdot 3,61 - 1 \right) = 1,58, \text{ м} \quad (56)$$

Рассчитаем коэффициент поглощения среды по формуле (4.40)[17, стр. 43].

$$k_r^0 \cdot r_{II} \quad (57)$$

$$\text{где } k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_{II} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{\Phi}''}{1000} \right) \cdot r_{II} - \text{коэффициент поглощения}$$

лучей газовой фазой продуктов сгорания (RO_2 , H_2O), $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$;

$$k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,181}{\sqrt{0,328 \cdot 1,58}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1251}{1000} \right) \cdot 0,328 = 2,44$$

Определим коэффициент поглощения лучей частицами сажи:

$$k_c = \frac{1,2}{1 + \alpha_\phi^2} \cdot \left(\frac{C^r}{H^r} \right)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot T_\phi^r - 0,5), \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)} \quad (58)$$

$$k_c = \frac{1,2}{1 + 1,04^2} \cdot (0,1)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1251 - 0,5) = 0,345, \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)}$$

$$k_r^0 \cdot r_n = k_r + k_c = 2,44 + 0,345 = 2,78$$

Рассчитаем суммарную оптическую толщину не запыленного потока

$$kps = 2,78 \cdot 0,1 \cdot 1,58 = 0,439$$

Рассчитаем степень черноты потока газов

$$a = 1 - e^{-0,439} = 0,355 \quad (59)$$

Рассчитываем температуру отложений на поверхности труб по формуле:

$$T_3 = t + \Delta t_3 + 273, \text{ К} \quad (60)$$

где t - температура среды протекающей внутри труб, для фестоны в котором кипит вода при давлении $p = 3,4 \text{ МПа}$ [1, стр. 65] принимаем $t = 242,23$ °С

Δt_3 - при сжигании газа для всех поверхностей $\Delta t_3 = 25$ °С

Рассчитываем температуру золовых отложений на поверхности труб

$$T_3 = 242,23 + 25 + 273 = 540,2, \text{ К}$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи излучением по формуле:

$$\alpha_n = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,355 \cdot 1291^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{540,2}{1291}\right)^{3,6}}{1 - \frac{540,2}{1291}} = 64,1, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

4) Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы.

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_n) = 1 \cdot (48,6 + 64,1) = 113, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (61)$$

5) Коэффициент теплопередачи от газов к воде через стенку трубы.

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,75 \cdot 113 = 84,7, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (62)$$

где ψ - коэффициент тепловой эффективности при сжигании газа принимается по таблице 7-5 [5, стр. 70]. При работе котла с $\alpha_T > 1,03$ значение ψ для всех поверхностей нагрева котла уменьшают на 0,05

α_1 - коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы

б) Температурный напор.

Температурный напор Δt , т.е. усредненная по всей поверхности теплообмена разность температур греющей и нагреваемой сред, зависит от их движения относительно друг друга.

Схема включения, при которой обе среды на всем пути движутся параллельно навстречу друг другу, называется противоточной, а в одну сторону – прямоточной. Температурный напор для обеих схем включения, а также при постоянной температуре одной из сред, определяется по формуле (6.25)[15. стр 149].

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\phi} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\phi}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (63)$$

где Δt_{ϕ} - разность температур сред на том конце поверхности нагрева, где она больше, в нашем случае это температура дымовых газов на входе в фестон и температура пароводяной смеси в трубах фестона $\Delta t_{\phi} = 1059 - 242,23 = 816,77$, $^\circ\text{C}$

$\Delta t_{\text{м}}$ - разность температур сред на том конце поверхности нагрева где она меньше, в нашем случае это температура дымовых газов на выходе из фестона и температура пароводяной смеси в трубах фестона $\Delta t_{\text{м}} = 978 - 242,23 = 735,77$, $^\circ\text{C}$

Рассчитаем температурный напор.

$$\Delta t = \frac{816,77 - 735,77}{\ln \frac{816,77}{735,77}} = 776 \text{ } ^\circ\text{C}$$

7) Тепло отданное дымовыми газами фестону

Вычисляем количество тепла отданного в фестоне через уравнение теплового баланса(64):

$$Q_{\phi} = \varphi \cdot (I'_{\phi} - I''_{\phi} + \Delta\alpha_{\phi} \cdot I_{\text{прс}}^0) - Q_{\text{доп}}, \text{ кДж/м}^3 \quad (64)$$

где φ - коэффициент сохранения тепла найденный ранее, $\varphi = 0,993$

I'_{ϕ} - энтальпия дымовых газов, кДж/ м³, на входе в фестон, равняется энтальпии дымовых газов на выходе из топки $I'_{\phi} = I'_T = 3321,66$ кДж/м³

I''_{ϕ} - энтальпия дымовых газов, кДж/ м³, на выходе из фестона, находится путем интерполяции значений из таблицы Б.2.2 при температуре на выходе из фестона принятой ранее $\vartheta''_{\phi} = 1059$ $^\circ\text{C}$

$\Delta\alpha_{\phi}$ - присос воздуха в газоход фестона, $\Delta\alpha_{\phi} = 0$

$I_{\text{прс}}^0$ - энтальпия теоретически требуемого количества присасываемого в газоход фестона воздуха, кДж/м³. Определяется по температуре холодного воздуха.

$$I_{\text{прс}}^0 = I_{\text{х.в.}}^0 = 43,6, \text{ кДж/м}^3$$

$Q_{\text{доп}}$ - тепловосприятие дополнительной поверхности, кДж/м³, включенной параллельно или последовательно по ходу газов с вычисляемой поверхностью. В нашем случае из за отсутствия таких поверхностей $Q_{\text{доп}} = 0$

$$Q_6 = 0,993 \cdot (3321,66 - 3041,46 + 0 \cdot 43,6) = 278, \text{ кДж/м}^3$$

Вычисляем количество тепла отданного в фестоне через уравнение теплопередачи.

$$Q = \frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{B_p} \cdot 10^{-3}, \text{ кДж/м}^3 \quad (65)$$

где Q - тепло, принимаемое поверхностью конвекцией и межтрубным излучением, отнесенное к 1 м³ топлива, кДж/м³;

k - коэффициент теплопередачи, отнесенный к расчетной поверхности нагрева, $k = 84,7$, Вт/(м² · К);

Δt - температурный напор, $\Delta t = 776$, °С

B_p - расчетный расход топлива, $B_p = 19,39$, м³/с

H - расчетная поверхность нагрева, $H = 82,56$, м²

$$Q = \frac{84,7 \cdot 82,56 \cdot 776}{19,39} \cdot 10^{-3} = 280, \text{ кДж/м}^3$$

Проверка правильности расчета фестона.

$$\delta = \frac{|Q_6 - Q|}{Q_6} \cdot 100\% = \frac{|278 - 280|}{278} \cdot 100\% = 0,719\% \quad (66)$$

Так как расхождение полученных значений Q через уравнение теплового баланса и уравнение теплообмена составляет менее 2% то расчет фестона считается законченным.

Б.5.3 Расчет конвективного пароперегревателя

По чертежу принимаются конструктивные характеристики пароперегревателя и его газохода: площадь поверхности нагрева, шаг труб и рядов (расстояния между осями труб), диаметр труб, число труб в ряду, число рядов труб и площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания. Так как пароперегреватель в нашем случае состоит из двух ступеней с различным по ходу газов и пара в трубах движением (II ступень по ходу газов, I ступень против хода газов), то расчет будет производиться для каждой из них в отдельности с последующим приближением рассчитываемых величин к действительным для всего пароперегревателя в целом.

Для данной конструкции котла ширина газохода для второй ступени пароперегревателя $a_{II} = 7.43$ м, а высота $b_{II} = 4.43$ м, ширина газохода для первой ступени пароперегревателя $a_I = 7.43$ м, а высота $b_I = 3,275$ м,

Сводим конструктивные характеристики пароперегревателя в таблицу Б.5.3.1

Таблица Б.5.3.1 – Конструктивные характеристики пароперегревателя

Наименование величин	Условные обозначения	Результаты	
		II ступень	I ступень
Поверхность нагрева, м ²	H	407,6	431,8
Число рядов труб: поперек хода газов	z_1	78	78
	z_2	12	16
Диаметр труб, мм	d	38x3,5	38x3,5

Продолжение таблицы Б.5.3.1

Расчётные шаги труб в мм. поперечный	s_1	95	95
продольный.....	s_2	166	166
Относительны шаг труб поперечный.....	$\sigma_1 = s_1 / d$	2,5	2,5
продольный.....	$\sigma_2 = s_2 / d$	4,37	4,37

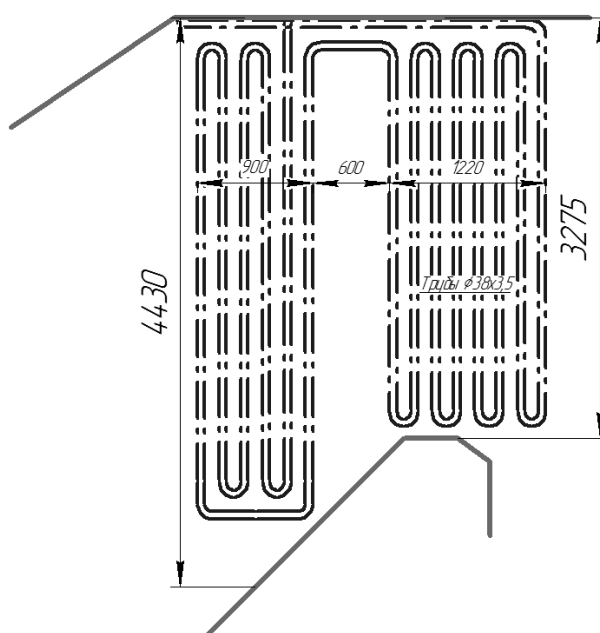


Рисунок Б.3 – Схематичное изображение пароперегревателя

Коэффициент теплопередачи в конвективных гладкотрубных пучках и фестонах не получающих прямое излучение из топки вычисляется по уравнению:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (67)$$

где ψ - коэффициент тепловой эффективности при сжигании газа принимается по таблице 7-5 [5, стр. 70]. При работе котла с $\alpha_T > 1,03$ значение ψ для всех поверхностей нагрева котла уменьшают на 0,05

α_2 - коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к среде протекающей в ней определяется через формулу:

$$\alpha_2 = \alpha_n \cdot C_d, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (68)$$

где α_n - коэффициент теплоотдачи определенный по номограмме 12 [5, стр. 230].

C_d - поправочный коэффициент вычисляемый по номограмме 12 [5, стр. 230] и внутреннему диаметру труб пароперегревателя.

α_1 - коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы определяется по формуле:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_n), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (69)$$

где ξ - коэффициент использования, для поперечно омываемых пучков труб принимается $\xi = 1$

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

α_n - коэффициент теплоотдачи излучением, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

Б.5.3.1 Коэффициент теплопередачи для второй ступени пароперегревателя и количество тепла воспринятого ею

Коэффициент теплопередачи зависит от скорости и температур потоков, определяющего линейного размера канала, вида поверхности (гладкая, волнистая ребристая), расположения труб в пучке и характера его омывания (продольное, поперечное, косое), физических свойств омывающей среды, а также физических свойств среды протекающей внутри труб.

Зададимся температурой дымовых газов на выходе из газохода второй ступени пароперегревателя и определим расчетную температуру потока дымовых газов.

$$t''_{\text{дм}} = 773,5^\circ\text{C} = T''_{\text{дм}} = 1046 \text{ К.}$$

Расчетная температура потока дымовых газов

$$\vartheta_{\text{дм}} = \frac{\vartheta'_{\text{дм}} + \vartheta''_{\text{дм}}}{2} \quad (70)$$

где $\vartheta'_{\text{дм}}$, $\vartheta''_{\text{дм}}$ - температура дымовых газов на входе в газоход второй ступени пароперегревателя и на выходе из него. Температура на входе принимается равной температуре на выходе из предыдущей поверхности нагрева.

$$\vartheta_{\text{дм}} = \frac{978 + 773,5}{2} = 876 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Зададимся температурой перегретого пара на входе и выходе из второй ступени пароперегревателя

На входе $t'_{\text{п}} = 285, \text{ } ^\circ\text{C}$

На выходе $t''_{\text{п}} = 420, \text{ } ^\circ\text{C}$

1) Расчетная скорость дымовых газов.

$$w_{\text{г}} = \frac{B_{\text{п}} \cdot V_{\text{г}} \cdot (\vartheta_{\text{дм}} + 273)}{F_{\text{г}} \cdot 273}, \text{ м/с} \quad (71)$$

где $F_{\text{г}}$ - площадь живого сечения, м^2

$B_{\text{п}}$ - расчетный расход топлива, $\text{м}^3/\text{с}$

$V_{\text{г}}$ - полный объем дымовых газов, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$\vartheta_{\text{дм}}$ - расчетная температура потока дымовых газов в газоходе второй ступени пароперегревателя, $^\circ\text{C}$

Площадь живого сечения ($F_{\text{г}}$) для прохождения газов и воздуха в газоходах котла, заполненных поперечно и косо обтекаемыми гладкими и

ребристыми трубами, вычисляется по сечению, проходящему через оси поперечного ряда труб, равняющемуся разности между полной площадью поперечного сечения газохода в свету и частью данной площади, занятой трубами и ребрами. В данном сечении площадь для прохода газов минимальная по сравнению с любым другими параллельными сечениями. В пучках труб расположенных в шахматном порядке меньшим может оказаться диагональное сечение.

При поперечном омывании гладкотрубных пучков, площадь живого сечения находится по уравнению:

$$F_r = a \cdot b - z_1 \cdot l \cdot d, \text{ м}^2 \quad (72)$$

где a, b - размеры газохода в расчетном сечении, м

z_1 - число труб в ряду, шт

d, l - диаметр и длина труб, м; при изогнутых трубах l вычисляется как проекция труб на поперечное сечение газохода.

$$F_r = 7,43 \cdot 4,43 - 78 \cdot 3,65 \cdot 0,038 = 22,1, \text{ м}^2$$

Рассчитаем скорость дымовых газов определяется по равенству(71):

$$w_r = \frac{19,39 \cdot 2,003 \cdot (876 + 273)}{22,1 \cdot 273} = 7,4, \text{ м/с}$$

2) Коэффициент теплоотдачи конвекцией.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном обтекании коридорных гладкотрубных пучков и ширм пароперегревателя, отнесенный к полной наружной поверхности труб находится по уравнению:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_s \cdot C_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (73)$$

где C_s - поправка на геометрическую компоновку пучка; определяется в зависимости от относительных шагов труб

$$C_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (74)$$

Нахождение поправки на геометрическую компоновку пучка производится сравнением с данными значениями:

при $\sigma_2 \geq 2$, а также при $\sigma_1 \leq 1,5$ $C_s = 1$

при $\sigma_2 < 2$ и $\sigma_1 > 3$ в уравнении принимается значение $\sigma_1 = 3$

$C_s = 1$

C_z - поправка на число рядов труб по ходу газов;

при $z_2 < 10$ $C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 2)$

при $z_2 \geq 10$ $C_z = 1$

$C_z = 1$

ν - коэффициент кинематической вязкости среды при температуре потока, $\text{м}^2/\text{с}^2$, находится по формуле :

$$\nu = M_\nu \cdot \nu_r, \text{ м}^2/\text{с}^2 \quad (75)$$

где M_ν - множитель вычисляемый в зависимости от r_{H_2O} и температуры газов, находится по рис. 3.1(a) [5, стр. 19]. $M_\nu = 1,043$

ν_r - кинематическая вязкость для среднего состава дымовых газов, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока дымовых газов.

$$\nu_r = 141,2 \cdot 10^{-6}$$

$$\nu = 1,043 \cdot 141,2 \cdot 10^{-6} = 147,3 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2/\text{с}^2$$

λ - коэффициент теплопроводности среды при температуре потока, Вт/(м·К), находится по формуле:

$$\lambda = M_{\lambda} \cdot \lambda_r, \text{ Вт/(м·К)} \quad (76)$$

где M_{λ} - множитель вычисляемый в зависимости от r_{H_2O} и температуры газов, находится по рис. 3.1(б) [5, стр. 19]. $M_{\lambda} = 0,802$

λ_r - коэффициент теплопроводности для среднего состава дымовых газов, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока дымовых газов.

$$\lambda_r = 9,784 \cdot 10^{-2}$$

$$\lambda = 0,8015 \cdot 9,784 \cdot 10^{-2} = 7,8 \cdot 10^{-2}, \text{ Вт/(м·К)}$$

Pr - критерий Прандтля при температуре потока, находится по формуле:

$$\text{Pr} = M_{\text{Pr}} \cdot \text{Pr}_r \quad (77)$$

где M_{Pr} - множитель вычисляемый в зависимости от r_{H_2O} , находится по рис. 3.1(в) [5, стр. 19]. $M_{\text{Pr}} = 1,106$

Pr_r - критерий Прандтля для среднего состава дымовых газов, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока дымовых газов.

$$\text{Pr}_r = 0,582$$

$$\text{Pr} = 1,106 \cdot 0,5824 = 0,644$$

Вычисляем коэффициент теплоотдачи конвекцией находим по уравнению (73).

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{7,8 \cdot 10^{-2}}{0,038} \cdot \left(\frac{7,4 \cdot 0,038}{147,3 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,644^{0,33} = 48,437, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

3) Коэффициент теплоотдачи излучением.

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания топлива для не запыленного потока находится по формуле:

$$\alpha_n = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_3 + 1}{2} \cdot a \cdot T_{\text{штт}}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T_{\text{штт}}}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_3}{T_{\text{штт}}}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (78)$$

где a_3 - степень черноты загрязненных стенок лучевоспринимающих поверхностей; для поверхностей нагрева котлов $a_3 = 0,8$

T_3 - температура стенки труб принимается равной температуре слоя золовых отложений

a - степень черноты потока газов при температуре $\vartheta_{\text{штт}}$; определяется по формуле для изотермического объема:

$$a = 1 - e^{-kps} \quad (79)$$

где kps - суммарная оптическая толщина продуктов сгорания.

Суммарная оптическая толщина не запыленного газового потока определяется по равенству:

$$kps = k_r^0 \cdot r_n \cdot p \cdot s \quad (80)$$

где k_r^0 - коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания.

r_n - суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания

p - давление газов для котлов работающих без наддува принимается $p = 0,1$ МПа

s - эффективная толщина излучающего слоя для гладкотрубных пучков с числом рядов более трех находится по формуле:

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_2 - 1 \right), \text{ м} \quad (81)$$

Находим эффективную толщину излучающего слоя

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot 2,5 \cdot 4,37 - 1 \right) = 0,442, \text{ м} \quad (82)$$

Рассчитаем коэффициент поглощения среды $k_r^0 \cdot r_{II}$

$$k_r^0 \cdot r_{II} = k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_{II} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T'''}{1000} \right) \cdot r_{II} - \text{коэффициент поглощения}$$

лучей газовой фазой продуктов сгорания (RO_2 , H_2O), $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$;

$$k_r^0 \cdot r_{II} = k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,174}{\sqrt{0,315 \cdot 0,442}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1046}{1000} \right) \cdot 0,315 = 5,28$$

Определим коэффициент поглощения лучей частицами сажи:

$$k_c = \frac{1,2}{1 + \alpha_{III}^2} \cdot \left(\frac{C^r}{H^r} \right)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot T''' - 0,5), 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}) \quad (83)$$

$$k_c = \frac{1,2}{1 + 1,07^2} \cdot (0,1)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1046 - 0,5) = 0,261, 1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$$

$$k_r^0 \cdot r_{II} = k_r + k_c = 5,28 + 0,261 = 5,54$$

Рассчитаем суммарную оптическую толщину не запыленного потока

$$kps = 5,54 \cdot 0,1 \cdot 0,442 = 0,245$$

Рассчитаем степень черноты потока газов

$$a = 1 - e^{-0,245} = 0,217 \quad (84)$$

Рассчитываем температуру отложений на поверхности труб по формуле:

$$T_s = t_{III} + \Delta t_s + 273, \text{ К} \quad (85)$$

где t_{III} - температура среды протекающей внутри труб, для пароперегревателя принимаем как полусумму температур перегретого пара на входе и выходе из второй ступени пароперегревателя принятых ранее:

$$t_{\text{шт}} = \frac{t'_{\text{шт}} + t''_{\text{шт}}}{2} = \frac{285 + 420}{2} = 352,5, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (86)$$

Δt_3 - при сжигании газа для всех поверхностей $\Delta t_3 = 25^\circ\text{C}$

Рассчитываем температуру отложений на поверхности труб

$$T_3 = 352,5 + 25 + 273 = 650,5, \text{ K}$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи излучением по уравнению:

$$\alpha_n = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,217 \cdot 1149^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{650,5}{1149}\right)^{3,6}}{1 - \frac{650,5}{1149}} = 33,7, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

4) Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы.

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_n) = 1 \cdot (48,437 + 33,7) = 82,14, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (87)$$

5) Коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности трубы к среде протекающей в ней вычисляем по формуле:

$$\alpha_2 = \alpha_n \cdot C_d, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (88)$$

Рассчитаем скорость пара в трубах пароперегревателя.

$$w_{\text{п}} = \frac{D \cdot v}{f}, \text{ м/с} \quad (89)$$

где $D = 38,81$, кг/с - расход пара через пароперегреватель

$v = 0,07961$, м³/кг - средний удельный объем перегретого пара при средней температуре перегретого пара $t_{\text{шт}} = 352,5$, °C и давлении $p = 3,4$ МПа путем интерполяции табличных значений [1, стр. 116].

$f = 0,118$, м² - площадь живого сечения для прохода пара вычисляем из конструктивных характеристик пароперегревателя котла

$$w_{II} = \frac{38,81 \cdot 0,07961}{0,118} = 26,18, \text{ м/с}$$

Поправочный коэффициент на внутренний диаметр труб пароперегревателя.

$C_d = 0,999$ по номограмме 12 [5, стр. 230] и внутреннему диаметру труб пароперегревателя $d_{вн} = d - 2 \cdot \delta = 38 - 2 \cdot 3,5$, мм

$$\alpha_2 = 1369 \cdot 0,999 = 1368, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

б) Коэффициент теплопередачи от газов к перегретому пару через стенку трубы определяем по уравнению:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,75 \cdot 82,14}{1 + \frac{82,14}{1368}} = 58,1, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (90)$$

где ψ - коэффициент тепловой эффективности при сжигании газа принимается по таблице 7-5 [5, стр. 70]. При работе котла с $\alpha_T > 1,03$ значение ψ для всех поверхностей нагрева котла уменьшают на 0,05

7) Температурный напор.

Температурный напор Δt , т.е. усредненная по всей поверхности теплообмена разность температур греющей и нагреваемой сред, взаимосвязано от их взаимного направления движения.

Схема включения, при которой обе среды на всем пути движутся параллельно навстречу друг другу, именуется противоточной, а в одну сторону

– прямоточной. Температурный напор для обеих схем, а также при неизменной температуре одной из сред определяется как среднелогарифмическая разность температур.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (91)$$

где $\Delta t_{\text{б}}$ - разность температур сред на том конце поверхности нагрева, где она больше, в нашем случае это температура дымовых газов на входе в газоподогреватель второй ступени пароперегревателя и температура перегретого пара на выходе из второй ступени пароперегревателя $\Delta t_{\text{б}} = 978 - 420 = 558, \text{ } ^\circ\text{C}$

$\Delta t_{\text{м}}$ - разность температур сред на том конце поверхности нагрева где она меньше, в нашем случае это температура дымовых газов на выходе из газоподогревателя второй ступени пароперегревателя и температура перегретого пара на входе во вторую ступень пароперегревателя $\Delta t_{\text{м}} = 773,5 - 285 = 488,5, \text{ } ^\circ\text{C}$

Рассчитаем температурный напор.

$$\Delta t = \frac{558 - 488,5}{\ln \frac{558}{488,5}} = 522 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8) Тепло отданное дымовыми газами во второй ступени пароперегревателя

Вычисляем количество тепла отданного во второй ступени пароперегревателя через уравнение теплового баланса.

$$Q_{\text{б}} = \varphi \cdot \left(I'_{\text{III}} - I''_{\text{III}} + \frac{\Delta \alpha_{\text{III}}}{2} \cdot I_{\text{прс}}^0 \right) - Q_{\text{доп}}, \text{ кДж/м}^3 \quad (92)$$

где φ - коэффициент сохранения тепла найденный ранее, $\varphi = 0,993$

I'_{III} - энтальпия дымовых газов, кДж/м³, на входе в газоход второй ступени пароперегревателя, равняется энтальпии дымовых газов на выходе из газохода фестоны $I'_{III} = I''_{\varphi} = 3041,46$ кДж/м³

I''_{III} - энтальпия дымовых газов, кДж/м³, на выходе из газохода второй ступени пароперегревателя, значение находится из таблицы Б.2.2 при температуре на выходе принятой ранее $\vartheta''_{III} = 773,5^{\circ}\text{C}$

$\Delta\alpha_{III}$ - присос воздуха в газоход пароперегревателя, $\Delta\alpha_{III} = 0,03$

$I^0_{прс}$ - энтальпия теоретически необходимого количества присасываемого воздуха в газоход пароперегревателя, кДж/м³. Определяется по температуре холодного воздуха.

$$I^0_{прс} = I^0_{х.в.} = 43,6, \text{ кДж/м}^3$$

$Q_{доп}$ - тепловосприятие дополнительной поверхности, кДж/м³, включенной параллельно или последовательно по пути следования газов с вычисляемое поверхностью. В нашем случае из за отсутствия таких поверхностей $Q_{доп} = 0$

$$Q_6 = 0,993 \cdot \left(3041,46 - 2388,75 + \frac{0,03}{2} \cdot 43,6 \right) = 649, \text{ кДж/м}^3$$

Вычисляем количество тепла отданного в газоходе второй ступени пароперегревателя через уравнение теплопередачи.

$$Q = \frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{B_p} \cdot 10^{-3}, \text{ кДж/м}^3 \quad (93)$$

где Q - тепло, воспринятое поверхностью конвекцией и межтрубным излучением, отнесенное к 1 м³ топлива, кДж/м³

k - коэффициент теплопередачи, отнесенный к расчетной поверхности нагрева, $k = 58,1$ Вт/(м²·К)

Δt - температурный напор, $\Delta t = 522$ °С

B_p - расчетный расход топлива, $B_p = 19,39 \text{ м}^3/\text{с}$

H - расчетная поверхность нагрева, $H = 407,6 \text{ м}^2$

$$Q = \frac{58,1 \cdot 407,6 \cdot 522}{19,39} \cdot 10^{-3} = 638, \text{ кДж/м}^3$$

Проверка правильности расчета второй ступени пароперегревателя.

$$\delta = \frac{|Q - Q_0|}{Q} \cdot 100\% = \frac{|638 - 649|}{638} \cdot 100\% = 1,72\% \quad (94)$$

Так как расхождение полученных значений Q через уравнение теплового баланса и уравнение теплообмена составляет менее 2% то расчет второй ступени пароперегревателя считается законченным.

Б.5.3.2 Коэффициент теплопередачи для первой ступени пароперегревателя и количество тепла воспринятого ею

Коэффициент теплопередачи зависит от скорости и температур потоков, определяющего линейного размера канала, вида поверхности (гладкая, волнистая ребристая), расположения труб в пучке и характера его омывания (продольное, поперечное, косое), физических свойств омывающей среды, а также физических свойств среды протекающей внутри труб.

Зададимся температурой дымовых газов на выходе из газохода первой ступени пароперегревателя и определим расчетную температуру потока дымовых газов.

$$t''_{III} = 590 \text{ }^\circ\text{C} = T''_{III} = 863 \text{ К.}$$

Расчетная температура потока дымовых газов

$$\vartheta_{\text{III}} = \frac{\vartheta'_{\text{III}} + \vartheta''_{\text{III}}}{2} \quad (95)$$

где ϑ'_{III} , ϑ''_{III} - температура дымовых газов на входе в газоход первой ступени пароперегревателя и на выходе из него. Температура на входе принимается равной температуре на выходе из предыдущей поверхности нагрева.

$$\vartheta_{\text{III}} = \frac{773,5 + 590}{2} = 682 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Зададимся температурой пара и степенью сухости на входе в первую ступень пароперегревателя, а также температурой перегретого пара на выходе из первой ступени пароперегревателя.

На входе $t'_{\text{III}} = 240,9$, $^\circ\text{C}$ и $x = 0.935$

На выходе $t''_{\text{III}} = 285$, $^\circ\text{C}$

1) Расчетная скорость дымовых газов.

$$w_{\Gamma} = \frac{B_p \cdot V_{\Gamma} \cdot (\vartheta_{\text{III}} + 273)}{F_{\Gamma} \cdot 273}, \text{ м/с} \quad (96)$$

где F_{Γ} - площадь живого сечения, м^2

B_p - расчетный расход топлива, $\text{м}^3/\text{с}$

V_{Γ} - полный объем дымовых газов, $\text{м}^3/\text{м}^3$

ϑ_{III} - расчетная температура потока дымовых газов в газоходе первой ступени пароперегревателя, $^\circ\text{C}$

Площадь живого сечения (F_r) для пути прохода газов и воздуха в газоходах, заполненных поперечно и косо обтекаемыми гладкими и ребристыми трубами, находится по сечению, располагающемуся через оси поперечного ряда труб, равному разности между всей площадью поперечного сечения газохода на свету и частью данной площади, занятой трубами и ребрами. В указанном сечении площадь для прохода газов самая малая в сравнении с любым другим параллельным сечением. В пучках труб расположенных в шахматном положении меньшим может оказаться диагональное сечение.

При поперечном омывании гладкотрубных пучков, площадь живого сечения находится по уравнению:

$$F_r = a \cdot b - z_1 \cdot l \cdot d, \text{ м}^2 \quad (97)$$

где a, b - размеры газохода в расчетном сечении, м

z_1 - число труб в ряду, шт

d, l - диаметр и длина труб, м; при изогнутых трубах l вычисляется как проекция труб на поперечное сечение газохода.

$$F_r = 7,43 \cdot 3,275 - 78 \cdot 2,9 \cdot 0,038 = 15,74, \text{ м}^2$$

Рассчитаем скорость дымовых газов по равенство(96):

$$w_r = \frac{19,39 \cdot 2,003 \cdot (682 + 273)}{15,74 \cdot 273} = 8,63, \text{ м/с}$$

2) Коэффициент теплоотдачи конвекцией.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных гладкотрубных пучков и ширм пароперегревателя, отнесенный к полной наружной поверхности труб находится по уравнению:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_s \cdot C_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w \cdot d}{v} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (98)$$

где C_s - поправка на геометрическую компоновку пучка; определяется в зависимости от относительных шагов труб

$$C_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (99)$$

Нахождение поправки на геометрическую компоновку пучка производится сравнением с данными значениями:

при $\sigma_2 \geq 2$, а также при $\sigma_1 \leq 1,5$ $C_s = 1$

при $\sigma_2 < 2$ и $\sigma_1 > 3$ в формуле принимается значение $\sigma_1 = 3$

$C_s = 1$

C_z - поправка на число рядов труб по ходу газов;

при $z_2 < 10$ $C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 2)$

при $z_2 \geq 10$ $C_z = 1$

$C_z = 1$

v - коэффициент кинематической вязкости среды при температуре потока, м/с², находится по формуле :

$$v = M_v \cdot \nu_r, \text{ м}/\text{с}^2 \quad (100)$$

где M_v - множитель вычисляемый в зависимости от r_{H_2O} и температуры газов, находится по рис. 3.1(а) [5, стр. 19]. $M_v = 1,019$

ν_r - кинематическая вязкость для среднего состава дымовых газов, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока дымовых газов.

$$\nu_r = 103,83 \cdot 10^{-6}$$

$$v = 1,019 \cdot 103,83 \cdot 10^{-6} = 105,8 \cdot 10^{-6}, \text{ м/с}^2$$

λ - коэффициент теплопроводности среды при температуре потока, Вт/(м·К), находится по формуле:

$$\lambda = M_{\lambda} \cdot \lambda_r, \text{ Вт/(м·К)} \quad (101)$$

где M_{λ} - множитель вычисляемый в зависимости от r_{H_2O} и температуры газов, находится по рис. 3.1(б) [5, стр. 19]. $M_{\lambda} = 1,038$

λ_r - коэффициент теплопроводности для среднего состава дымовых газов, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока дымовых газов. $\lambda_r = 8,097 \cdot 10^{-2}$

$$\lambda = 1,038 \cdot 8,097 \cdot 10^{-2} = 8,4 \cdot 10^{-2}, \text{ Вт/(м·К)}$$

Pr - критерий Прандтля при температуре потока, находится по формуле:

$$\text{Pr} = M_{\text{Pr}} \cdot \text{Pr}_r \quad (102)$$

где M_{Pr} - множитель вычисляемый в зависимости от r_{H_2O} , находится по рис. 3.1(в) [5, стр. 19]. $M_{\text{Pr}} = 1,106$

Pr_r - критерий Прандтля для среднего состава дымовых газов, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока дымовых газов. $\text{Pr}_r = 0,602$

$$\text{Pr} = 1,106 \cdot 0,602 = 0,666$$

Вычисляем коэффициент теплоотдачи конвекцией по уравнению(98).

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{8,4 \cdot 10^{-2}}{0,038} \cdot \left(\frac{8,63 \cdot 0,038}{105,8 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,666^{0,33} = 71,925, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

3) Коэффициент теплоотдачи излучением.

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания для не запыленного потока находится по формуле:

$$\alpha_n = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_3 + 1}{2} \cdot a \cdot T_{III}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T_{III}}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_3}{T_{III}}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (103)$$

где a_3 - степень черноты загрязненных стенок лучевоспринимающих поверхностей; для поверхностей нагрева котлов $a_3 = 0,8$

T_3 - температура стенки труб принимается равной температуре слоя золовых отложений

a - степень черноты потока газов при температуре ϑ_{III} ; определяется по формуле для изотермического объема:

$$a = 1 - e^{-kps} \quad (104)$$

где kps - суммарная оптическая толщина продуктов сгорания.

Суммарная оптическая толщина не запыленного газового потока определяется по равенству:

$$kps = k_r^0 \cdot r_n \cdot p \cdot s \quad (105)$$

где k_r^0 - коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания.

r_n - суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания

p - давление газов для котлов работающих без наддува принимается

$p = 0,1$ МПа

s - эффективная толщина излучающего слоя для гладкотрубных пучков с числом рядов более трех находится по формуле:

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_2 - 1 \right), \text{ м} \quad (106)$$

Находим эффективную толщину излучающего слоя

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot 2,5 \cdot 4,37 - 1 \right) = 0,442, \text{ м}$$

Рассчитаем коэффициент поглощения среды $k_r^0 \cdot r_n$

$$k_r^0 \cdot r_n = k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_n} \cdot s} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T'''}{1000} \right) \cdot r_n - \text{коэффициент поглощения}$$

лучей газовой фазой продуктов сгорания (RO_2 , H_2O), $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$;

$$k_r^0 \cdot r_n = k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,174}{\sqrt{0,315} \cdot 0,442} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{863}{1000} \right) \cdot 0,315 = 5,87$$

Определим коэффициент поглощения лучей частицами сажи:

$$k_c = \frac{1,2}{1 + \alpha_{'''}} \cdot \left(\frac{C^r}{H^r} \right)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot T''' - 0,5), \text{ } 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}) \quad (107)$$

$$k_c = \frac{1,2}{1 + 1,07^2} \cdot (0,1)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 863 - 0,5) = 0,196, \text{ } 1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$$

$$k_r^0 \cdot r_n = k_r + k_c = 5,87 + 0,196 = 6,07 \quad (108)$$

Рассчитаем суммарную оптическую толщину не запыленного потока

$$kps = 6,07 \cdot 0,1 \cdot 0,442 = 0,268$$

Рассчитаем степень черноты потока газов

$$a = 1 - e^{-0,268} = 0,235 \quad (109)$$

Рассчитываем температуру отложений на поверхности труб по формуле:

$$T_3 = t_{III} + \Delta t_3 + 273, \text{ К} \quad (108)$$

где t_{III} - температура среды протекающей внутри труб, для пароперегревателя принимаем как полусумму температур перегретого пара на входе и выходе из первой ступени пароперегревателя принятых ранее:

$$t_{III} = \frac{t'_{III} + t''_{III}}{2} = \frac{240,9 + 285}{2} = 262,9, \text{ }^\circ\text{С} \quad (110)$$

Δt_3 - при сжигании газа для всех поверхностей $\Delta t_3 = 25^\circ\text{С}$

Рассчитываем температуру отложений на поверхности труб

$$T_3 = 262,9 + 25 + 273 = 560,9, \text{ К}$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи излучением по уравнению(103).

$$\alpha_n = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,235 \cdot 955^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{560,9}{955}\right)^{3,6}}{1 - \frac{560,9}{955}} = 21,6, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

4) Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы вычисляем по уравнению:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_n) = 1 \cdot (71,925 + 21,6) = 93,5, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (111)$$

5) Коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности трубы к среде протекающей в ней вычисляем по формуле:

$$\alpha_2 = \alpha_n \cdot C_d, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (112)$$

Рассчитаем скорость пара в трубах пароперегревателя.

$$w_{II} = \frac{D \cdot v}{f}, \text{ м/с} \quad (113)$$

где $D = 38,81$, кг/с - расход пара через пароперегреватель

$v = 0,06145$, м³/кг - средний удельный объем перегретого пара при средней температуре перегретого пара $t_{III} = 262,9$, °С и давлении $p = 3,4$ МПа путем интерполяции табличных значений [1, стр. 116].

$f = 0,118$, м² - площадь живого сечения для прохода пара вычисляем из конструктивных характеристик пароперегревателя котла

$$w_{II} = \frac{38,81 \cdot 0,06145}{0,118} = 20,21, \text{ м/с}$$

Поправочный коэффициент на внутренний диаметр труб пароперегревателя.

$C_d = 0,999$ по номограмме 12 [5, стр. 230] и внутреннему диаметру труб пароперегревателя $d_{вн} = d - 2 \cdot \delta = 38 - 2 \cdot 3,5$, мм

$$\alpha_2 = 1504 \cdot 0,999 = 1502, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

б) Коэффициент теплопередачи от газов к перегретому пару через стенку трубы определяем по уравнению:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,75 \cdot 93,5}{1 + \frac{93,5}{1502}} = 66, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (114)$$

где ψ - коэффициент тепловой эффективности при сжигании газа принимается по таблице 7-5 [5, стр. 70]. При работе котла с $\alpha_T > 1,03$ значение ψ для всех поверхностей нагрева котла уменьшают на 0,05

7) Температурный напор.

Температурный напор Δt , т.е. усредненная по всей поверхности теплообмена разность температур греющей и нагреваемой сред, зависит от их движения относительно друг друга.

Схема включения, при которой обе среды на всем пути движутся параллельно навстречу друг другу, называется противоточной, а в одну сторону – прямоточной. Температурный напор для обеих схем включения, а также при постоянной температуре одной из сред определяется как среднелогарифмическая разность температур.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (115)$$

где Δt_6 - разность температур сред на том конце поверхности нагрева, где она больше, в нашем случае это температура дымовых газов на входе в газоход первой ступени пароперегревателя и температура перегретого пара на выходе из первой ступени пароперегревателя $\Delta t_6 = 773,5 - 285 = 488,5, \text{ } ^\circ\text{C}$

Δt_m - разность температур сред на том конце поверхности нагрева где она меньше, в нашем случае это температура дымовых газов на выходе из газохода первой ступени пароперегревателя и температура перегретого пара на входе в первую ступень пароперегревателя $\Delta t_m = 590 - 240,9 = 349,1, \text{ } ^\circ\text{C}$

Рассчитаем температурный напор.

$$\Delta t = \frac{488,5 - 349,1}{\ln \frac{488,5}{349,1}} = 414,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8) Тепло отданное дымовыми газами в первой ступени пароперегревателя

Вычисляем количество тепла отданного в первой ступени пароперегревателя через уравнение теплового баланса.

$$Q_6 = \varphi \cdot \left(I'_{III} - I''_{III} + \frac{\Delta\alpha_{III}}{2} \cdot I^0_{прс} \right) - Q_{доп}, \text{ кДж/м}^3 \quad (116)$$

где φ - коэффициент сохранения тепла найденный ранее, $\varphi = 0,993$

I'_{III} - энтальпия дымовых газов, кДж/м³, на входе в газоход первой ступени пароперегревателя, равняется энтальпии дымовых газов на выходе из газохода второй ступени пароперегревателя $I'_{III} = I''_{IIII} = 2388,75$ кДж/м³

I''_{III} - энтальпия дымовых газов, кДж/м³, на выходе из газохода первой ступени пароперегревателя, значение находится из таблицы Б.2.2 при температуре на выходе принятой ранее $\vartheta''_{III} = 590$ °С

$\Delta\alpha_{III}$ - присос воздуха в газоход пароперегревателя, $\Delta\alpha_{III} = 0,03$

$I^0_{прс}$ - энтальпия теоретически необходимого количества присасываемого воздуха в газоход пароперегревателя, кДж/м³. Определяется по температуре холодного воздуха.

$$I^0_{прс} = I^0_{х.в.} = 43,6, \text{ кДж/м}^3$$

$Q_{доп}$ - тепловосприятие дополнительной поверхности, кДж/м³, включенной параллельно или последовательно по ходу газов с рассчитываемой поверхностью. В нашем случае из за отсутствия таких поверхностей $Q_{доп} = 0$

$$Q_6 = 0,993 \cdot \left(2388,75 - 1778,56 + \frac{0,03}{2} \cdot 43,6 \right) = 607, \text{ кДж/м}^3$$

Вычисляем количество тепла отданного в газоходе первой ступени пароперегревателя через уравнение теплопередачи.

$$Q = \frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{B_p} \cdot 10^{-3}, \text{ кДж/м}^3 \quad (117)$$

где Q - тепло, воспринятое поверхностью конвекцией и межтрубным излучением, отнесенное к 1 м³ топлива, кДж/м³

k - коэффициент теплопередачи, отнесенный к расчетной поверхности нагрева, $k = 66$ Вт/(м²·К)

Δt - температурный напор, $\Delta t = 414,9$ °С

B_p - расчетный расход топлива, $B_p = 19,39$ м³/с

H - расчетная поверхность нагрева, $H = 431,8$ м²

$$Q = \frac{66 \cdot 431,8 \cdot 414,9}{19,39} \cdot 10^{-3} = 610, \text{ кДж/м}^3$$

Проверка правильности расчета первой ступени пароперегревателя.

$$\delta = \frac{|Q - Q_0|}{Q} \cdot 100\% = \frac{|1597 - 1595|}{1597} \cdot 100\% = 0,494\% \quad (118)$$

Так как расхождение полученных значений Q через уравнение теплового баланса и уравнение теплообмена составляет менее 2% то расчет первой ступени пароперегревателя считается законченным.

Б.5.4 Расчет водяного экономайзера

По чертежу определяются конструктивные характеристики экономайзера и его газохода: площадь поверхности нагрева, шаг труб и рядов (расстояния между осями труб), диаметр труб, число труб в ряду, число рядов труб и площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания. Так как экономайзер в нашем случае состоит из двух ступеней, то расчет будет

производится для каждой из них в отдельности с последующим приближением рассчитываемых величин к действительным для всего экономайзера в целом.

Для данной конструкции котла ширина газохода для второй ступени экономайзера $a_{II} = 7.43$ м, а высота $b_{II} = 2,74$ м, ширина газохода для первой ступени экономайзера $a_I = 7.43$ м, а высота $b_I = 2,74$ м,

Сводим конструктивные характеристики экономайзера в таблицу Б.5.4.1

Таблица Б.5.4.1 – Конструктивные характеристики экономайзера

Наименование величин	Условные обозначения	Результаты	
		II ступень	I ступень
Поверхность нагрева, м ²	H	413	695
Число рядов труб: поперек хода газов по ходу газов.....	z_1	25	25
	z_2	10	16
Диаметр труб, мм	d	38x3,5	38x3,5
Расчётные шаги труб в мм. поперечный продольный.....	s_1	55	55
	s_2	150	150
Относительны шаг труб поперечный..... продольный.....	$\sigma_1 = s_1 / d$	1,45	1,45
	$\sigma_2 = s_2 / d$	3,95	3,95

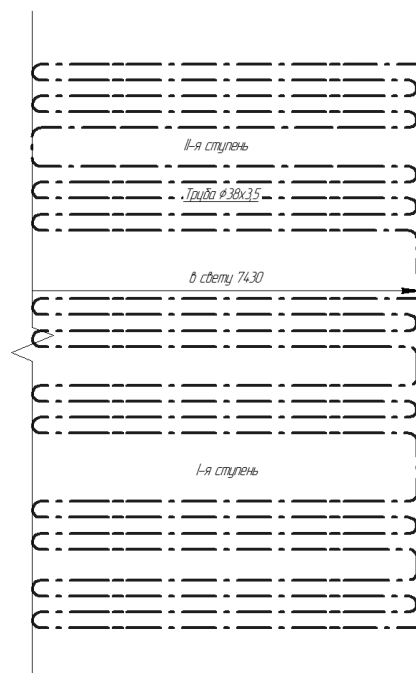


Рисунок Б.4 – Схематичное изображение экономайзера

Коэффициент теплопередачи в конвективных гладкотрубных пучках и фестонах вычисляется по уравнению:

$$k = \psi \cdot \alpha_1, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (119)$$

где ψ - коэффициент тепловой эффективности при сжигании газа принимается по таблице 7-5 [5, стр. 70]. При работе котла с $\alpha_T > 1,03$ значение ψ для всех поверхностей нагрева котла уменьшают на 0,05

α_1 - коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы определяется по формуле:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_n), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (120)$$

где ξ - коэффициент использования, для поперечно омываемых пучков труб принимается $\xi = 1$

α_k - коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м²·К)

α_n - коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м²·К)

Б.5.4.1 Коэффициент теплопередачи для второй ступени водяного экономайзера котла и количество тепла воспринятого ею

Коэффициент теплопередачи зависит от скорости и температур потоков, определяющего линейного размера канала, вида поверхности (гладкая, волнистая ребристая), расположения труб в пучке и характера его омывания (продольное, поперечное, косое), физических свойств омывающей среды, а также физических свойств среды протекающей внутри труб.

Зададимся температурой дымовых газов на выходе из газохода второй ступени водяного экономайзера и определим расчетную температуру потока дымовых газов.

$$t_{ВЭЖII}'' = 460 \text{ }^\circ\text{C} = T_{ВЭЖII}'' = 733 \text{ К.}$$

Расчетная температура потока дымовых газов

$$\vartheta_{BЭкII} = \frac{\vartheta'_{BЭкII} + \vartheta''_{BЭкII}}{2} \quad (121)$$

где $\vartheta'_{BЭкII}$, $\vartheta''_{BЭкII}$ - температура дымовых газов на входе в газоход второй ступени водяного экономайзера и на выходе из него. Температура на входе в газоход принимается равной температуре на выходе из газохода пароперегревателя определенной ранее.

$$\vartheta_{BЭкII} = \frac{590 + 460}{2} = 525 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Зададимся температурой воды на входе и выходе из второй ступени экономайзера

На входе $t'_{BЭкII} = 202$, $^\circ\text{C}$,

На выходе $t''_{BЭкII} = 231$, $^\circ\text{C}$.

1) Расчетная скорость дымовых газов.

$$w_{\Gamma} = \frac{B_p \cdot V_{\Gamma} \cdot (\vartheta_{BЭкII} + 273)}{F_{\Gamma} \cdot 273}, \text{ м/с} \quad (122)$$

где F_{Γ} - площадь живого сечения для прохода газов, м^2

B_p - расчетный расход топлива, $\text{м}^3/\text{с}$

V_{Γ} - полный объем дымовых газов, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$\vartheta_{BЭкII}$ - расчетная температура потока дымовых газов в газоходе второй ступени водяного экономайзера, $^\circ\text{C}$

При поперечном омывании гладкотрубных пучков, площадь живого сечения находится по формуле:

$$F_{\Gamma} = a \cdot b - z_1 \cdot l \cdot d, \text{ м}^2 \quad (123)$$

где a, b - размеры газохода в расчетном сечении, м

z_1 - число труб в ряду, шт

d, l - диаметр и длина труб, м; при изогнутых трубах l вычисляется как проекция труб на поперечное сечение газохода.

$$F_r = 7,43 \cdot 2,74 - 25 \cdot 7,40 \cdot 0,038 = 13,33, \text{ м}^2$$

Рассчитаем скорость дымовых газов по уравнению (122).

$$w_r = \frac{19,39 \cdot 2,047 \cdot (525 + 273)}{13,33 \cdot 273} = 8,7, \text{ м/с}$$

2) Коэффициент теплоотдачи конвекцией.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков и ширм вычисляется по равенству:

$$\alpha_k = 0,36 \cdot C_s \cdot C_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w \cdot d}{\nu} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (124)$$

где C_s - поправка на геометрическую компоновку пучка; определяется в зависимости от относительных шагов труб.

$$\text{при } 0,1 \leq \varphi \leq 1,7 \text{ и всех } \sigma_1 \quad C_s = 0,95 \cdot \varphi^{0,1}$$

$$\text{при } 1,7 \leq \varphi \leq 4,5 \text{ и } \sigma_1 < 3 \quad C_s = 0,77 \cdot \varphi^{0,5}$$

$$\text{при } 1,7 \leq \varphi \leq 4,5 \text{ и } \sigma_1 \geq 3 \quad C_s = 0,95 \cdot \varphi^{0,1}$$

$$\varphi = (\sigma_1 - 1) / (\sigma_2' - 1) \quad (125)$$

где σ_2' - средний относительный диагональный шаг труб

Средний относительный диагональный шаг труб определяется по уравнению:

$$\sigma'_2 = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2} = \sqrt{\frac{1,45^2}{4} + 3,95^2} = 4,02. \quad (126)$$

$$\varphi = (1,45 - 1)/(4,02 - 1) = 0,15,$$

$$C_s = 0,95 \cdot \varphi^{0,1} = 0,95 \cdot 0,15^{0,1} = 0,785. \quad (127)$$

C_z - поправка на число рядов труб по ходу газов;

Нахождение поправки на число труб по ходу газа производится сравнением с данными значениями:

$$\text{при } z_2 < 10 \text{ и } \sigma_1 \leq 3 \quad C_z = 3,12 \cdot z_2^{0,05} - 2,5$$

$$\text{при } z_2 < 10 \text{ и } \sigma_1 > 3 \quad C_z = 4 \cdot z_2^{0,02} - 3,2$$

$$\text{при } z_2 \geq 10 \quad C_z = 1$$

так как $z_2 \geq 10$

$$C_z = 1$$

ν - коэффициент кинематической вязкости среды при температуре потока, м/с², находится по формуле:

$$\nu = M_\nu \cdot \nu_r, \text{ м/с}^2 \quad (128)$$

где M_ν - множитель вычисляемый в зависимости от r_{H_2O} и температуры потока газов, находится по рис. 3.1(а) [5, стр. 19]. $M_\nu = 1,013$

ν_r - кинематическая вязкость для среднего состава дымовых газов, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока дымовых газов.

$$\nu_r = 77,1 \cdot 10^{-6}$$

$$\nu = 1,013 \cdot 77,1 \cdot 10^{-6} = 78,1 \cdot 10^{-6}, \text{ м/с}^2$$

λ - коэффициент теплопроводности среды при температуре потока, Вт/(м·К), находится по формуле:

$$\lambda = M_{\lambda} \cdot \lambda_r, \text{ Вт/(м·К)} \quad (129)$$

где M_{λ} - множитель вычисляемый в зависимости от r_{H_2O} и температуры потока газов, находится по рис. 3.1(б) [5, стр. 19]. $M_{\lambda} = 1,034$

λ_r - коэффициент теплопроводности для среднего состава дымовых газов, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока дымовых газов. $\lambda_r = 6,755 \cdot 10^{-2}$

$$\lambda = 1,034 \cdot 6,755 \cdot 10^{-2} = 6,98 \cdot 10^{-2}, \text{ Вт/(м·К)}$$

Pr - критерий Прандтля при температуре потока, находится по формуле:

$$\text{Pr} = M_{\text{Pr}} \cdot \text{Pr}_r \quad (130)$$

где M_{Pr} - множитель вычисляемый в зависимости от r_{H_2O} , находится по рис. 3.1(в) [5, стр. 19]. $M_{\text{Pr}} = 1,106$

Pr_r - критерий Прандтля для среднего состава дымовых газов, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока дымовых газов. $\text{Pr}_r = 0,618$

$$\text{Pr} = 1,106 \cdot 0,6175 = 0,683$$

Вычисляем коэффициент теплоотдачи конвекцией по уравнению (124).

$$\alpha_k = 0,36 \cdot 0,785 \cdot 1 \cdot \frac{6,98 \cdot 10^{-2}}{0,038} \cdot \left(\frac{8,22 \cdot 0,038}{78,1 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,683^{0,33} = 68,7, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

3) Коэффициент теплоотдачи излучением.

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания для не запыленного потока находится по формуле:

$$\alpha_{\text{л}} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_3 + 1}{2} \cdot a \cdot T_{\text{ВЭкИ}}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T_{\text{ВЭкИ}}} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_3}{T_{\text{ВЭкИ}}}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (131)$$

где a_3 - степень черноты загрязненных стенок лучевоспринимающих поверхностей; для поверхностей нагрева котлов $a_3 = 0,8$

T_3 - температура стенки труб принимается равной температуре слоя золовых отложений

a - степень черноты потока газов при температуре $\nu_{\text{ВЭкИ}}^{\text{г}}$; определяется по формуле для изотермического объема:

$$a = 1 - e^{-kps} \quad (132)$$

где kps - суммарная оптическая толщина продуктов сгорания.

Суммарная оптическая толщина не запыленного газового потока определяется по формуле:

$$kps = k_r^0 \cdot r_{\text{н}} \cdot p \cdot s \quad (133)$$

где k_r^0 - коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания.

$r_{\text{н}}$ - суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания

p - давление газов для котлов работающих без наддува принимается

$p = 0,1 \text{ МПа}$

s - эффективная толщина излучающего слоя для гладкотрубных пучков и фестонов с числом рядов труб менее или равное трем находится по формуле:

Находим эффективную толщину излучающего слоя

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_2 - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot 1,45 \cdot 3,95 - 1 \right) = 0,215, \text{ м} \quad (134)$$

Рассчитаем коэффициент поглощения среды $k_r^0 \cdot r_n$

$$k_r^0 \cdot r_n = k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_n} \cdot s} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{BЭкИ}''}{1000} \right) \cdot r_n - \text{коэффициент поглощения}$$

лучей газовой фазой продуктов сгорания (RO_2 , H_2O), $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$;

$$k_r^0 \cdot r_n = k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,171}{\sqrt{0,309} \cdot 0,215} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{733}{1000} \right) \cdot 0,309 = 8,98$$

Определим коэффициент поглощения лучей частицами сажи:

$$k_c = \frac{1,2}{1 + \alpha_{BЭкИ}^2} \cdot \left(\frac{C^r}{H^r} \right)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot T_{BЭкИ}'' - 0,5), 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}) \quad (135)$$

$$k_c = \frac{1,2}{1 + 1,11^2} \cdot (0,1)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 733 - 0,5) = 0,144, 1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$$

$$k_r^0 \cdot r_n = k_r + k_c = 8,98 + 0,144 = 9,12 \quad (136)$$

Рассчитаем суммарную оптическую толщину не запыленного потока

$$kps = 9,12 \cdot 0,1 \cdot 0,215 = 0,196$$

Рассчитаем степень черноты потока газов

$$a = 1 - e^{-0,196} = 0,178 \quad (137)$$

Рассчитываем температуру отложений на поверхности труб по формуле:

$$T_3 = t_{BЭкИ} + \Delta t_3 + 273, \text{ К} \quad (138)$$

где $t_{BЭкИ}$ - температура среды протекающей внутри труб, для экономайзера принимаем как полусумму температур на входе и выходе из второй ступени экономайзера принятых ранее

$$t_{BЭкИ} = \frac{t'_{BЭкИ} + t''_{BЭкИ}}{2} = \frac{202 + 231}{2} = 216,5, \text{ }^\circ\text{C}$$

Δt_3 - при сжигании газа для всех поверхностей $\Delta t_3 = 25^\circ\text{C}$

Рассчитываем температуру отложений на поверхности труб

$$T_3 = 216,5 + 25 + 273 = 514,5, \text{ К}$$

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи излучением по формуле(131).

$$\alpha_n = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,178 \cdot 798^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{514,5}{798}\right)^{3,6}}{1 - \frac{514,5}{798}} = 10,3, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

4) Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы вычислим по равенству:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_n) = 1 \cdot (68,7 + 10,3) = 79, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (139)$$

5) Коэффициент теплопередачи от газов к воде через стенку трубы.

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,75 \cdot 79 = 59,2, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (140)$$

где ψ - коэффициент тепловой эффективности при сжигании газа принимается по таблице 7-5 [5, стр. 70]. При работе котла с $\alpha_T > 1,03$ значение ψ для всех поверхностей нагрева котла уменьшают на 0,05

α_1 - коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы

б) Температурный напор.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (141)$$

где Δt_6 - разность температур сред на том конце поверхности нагрева, где она больше, в нашем случае это температура дымовых газов на входе в газоход второй ступени водяного экономайзера и температура воды на выходе из второй ступени водяного экономайзера $\Delta t_6 = 590 - 231 = 359, \text{ } ^\circ\text{C}$

Δt_m - разность температур сред на том конце поверхности нагрева где она меньше, в нашем случае это температура дымовых газов на выходе из газохода второй ступени водяного экономайзера и температура воды на входе во вторую ступень водяного экономайзера $\Delta t_m = 460 - 202 = 258, \text{ } ^\circ\text{C}$

Рассчитаем температурный напор по формуле(141).

$$\Delta t = \frac{359 - 258}{\ln \frac{359}{258}} = 306 \text{ } ^\circ\text{C}$$

7) Тепло воспринятое поверхностью нагрева второй ступени экономайзера

Вычисляем количество тепла отданного во второй ступени экономайзера через уравнение теплового баланса.

$$Q_6 = \varphi \cdot (I'_{ВЭжII} - I''_{ВЭжII} + \Delta\alpha_{ВЭжII} \cdot I^0_{прс}) - Q_{доп}, \text{ кДж/м}^3 \quad (142)$$

где φ - коэффициент сохранения тепла найденный ранее, $\varphi = 0,993$

$I'_{ВЭжII}$ - энтальпия дымовых газов, кДж/ м³, на входе в газопод второй ступени экономайзера, равняется энтальпии дымовых газов на выходе из газопода первой ступени пароперегревателя $I'_{ВЭжII} = I''_{III} = 1778,56 \text{ кДж/м}^3$

$I''_{ВЭжII}$ - энтальпия дымовых газов, кДж/ м³, на выходе из газопода второй ступени экономайзера, находится путем интерполяции значений из таблицы Б.2.2 при температуре на выходе из газопода принятой ранее $t''_{ВЭжII} = 460^\circ\text{C}$

$\Delta\alpha_{ВЭжII}$ - присос воздуха в газопод второй ступени экономайзера, $\Delta\alpha_{ВЭжII} = 0,04$

$I^0_{прс}$ - энтальпия теоретически необходимого количества присасываемого воздуха в газопод второй ступени водяного экономайзера, кДж/ м³. Определяется по температуре холодного воздуха.

$$I^0_{прс} = I^0_{х.в.} = 43,6, \text{ кДж/м}^3$$

$Q_{доп}$ - тепловосприятие дополнительной поверхности, кДж/м³, включенной параллельно или последовательно по ходу газов с рассчитываемой поверхностью. В нашем случае из за отсутствия таких поверхностей $Q_{доп} = 0$

$$Q_6 = 0,993 \cdot (1778,56 - 1394,22 + 0,04 \cdot 43,6) = 383, \text{ кДж/м}^3$$

Вычисляем количество тепла отданного во второй ступени водяного экономайзера через уравнение теплопередачи.

$$Q = \frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{B_p} \cdot 10^{-3}, \text{ кДж/м}^3 \quad (143)$$

где Q - тепло, воспринятое поверхностью конвекцией и межтрубным излучением, отнесенное к 1 м³ топлива, кДж/м³

k - коэффициент теплопередачи, отнесенный к расчетной поверхности нагрева, $k = 59,2$, Вт/(м²·К)

Δt - температурный напор, $\Delta t = 306$, °С

B_p - расчетный расход топлива, $B_p = 19,39$, м³/с

H - расчетная поверхность нагрева, $H = 413$, м²

$$Q = \frac{59,2 \cdot 413 \cdot 306}{19,39} \cdot 10^{-3} = 386, \text{ кДж/м}^3$$

Проверка правильности расчета второй ступени экономайзера.

$$\delta = \frac{|Q_{\delta} - Q|}{Q_{\delta}} \cdot 100\% = \frac{|383 - 386|}{386} \cdot 100\% = 0,783\% \quad (144)$$

Так как расхождение полученных значений Q через уравнение теплового баланса и уравнение теплообмена составляет менее 2% то расчет второй ступени водяного экономайзера считается законченным.

Б.5.4.2 Коэффициент теплопередачи для первой ступени водяного экономайзера котла и количество тепла воспринятого ею

Коэффициент теплопередачи зависит от скорости и температур потоков, определяющего линейного размера канала, вида поверхности (гладкая, волнистая ребристая), расположения труб в пучке и характера его омывания (продольное, поперечное, косое), физических свойств омывающей среды, а также физических свойств среды протекающей внутри труб.

Зададимся температурой дымовых газов на выходе из газохода первой ступени водяного экономайзера и определим расчетную температуру потока дымовых газов.

$$\vartheta''_{BЭкI} = 317\text{ }^{\circ}\text{C} = T''_{BЭкI} = 590\text{ K.}$$

Расчетная температура потока дымовых газов

$$\vartheta_{BЭкI} = \frac{\vartheta'_{BЭкI} + \vartheta''_{BЭкI}}{2} \quad (145)$$

где $\vartheta'_{BЭкI}$, $\vartheta''_{BЭкI}$ - температура дымовых газов на входе в газоход первой ступени водяного экономайзера и на выходе из него. Температура на входе в газоход принимается равной температуре на выходе из газохода второй ступени водяного экономайзера определенной ранее.

$$\vartheta_{BЭкI} = \frac{460 + 317}{2} = 388\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Зададимся температурой воды на входе и выходе из первой ступени экономайзера

На входе $t'_{BЭкI} = 157,3$, $^{\circ}\text{C}$

На выходе $t''_{BЭкI} = 202$, $^{\circ}\text{C}$

1) Расчетная скорость дымовых газов определяется по уравнению:

$$w_{\Gamma} = \frac{B_p \cdot V_{\Gamma} \cdot (\vartheta_{BЭкI} + 273)}{F_{\Gamma} \cdot 273}, \text{ м/с} \quad (146)$$

где F_{Γ} - площадь живого сечения для прохождения газов, м^2

B_p - расчетный расход топлива, $\text{м}^3/\text{с}$

V_{Γ} - полный объем дымовых газов, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$\vartheta_{BЭкI}$ - расчетная температура потока дымовых газов в газоходе первой ступени водяного экономайзера, °С

При поперечном омывании гладкотрубных пучков, площадь живого сечения вычисляется по равенству:

$$F_r = a \cdot b - z_1 \cdot l \cdot d, \text{ м}^2 \quad (147)$$

где a, b - размеры газохода в расчетном сечении, м

z_1 - число труб в ряду, шт

d, l - диаметр и длина труб, м; при изогнутых трубах l вычисляется как проекция труб на поперечное сечение газохода.

$$F_r = 7,43 \cdot 2,74 - 25 \cdot 7,4 \cdot 0,038 = 13,33, \text{ м}^2$$

Рассчитаем скорость дымовых газов по уравнению(146).

$$w_r = \frac{19,39 \cdot 2,097 \cdot (525 + 273)}{13,33 \cdot 273} = 8,92, \text{ м/с}$$

2) Коэффициент теплоотдачи конвекцией.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков и ширм находится по формуле:

$$\alpha_k = 0,36 \cdot C_s \cdot C_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w \cdot d}{\nu} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (148)$$

где C_s - поправка на геометрическую компоновку пучка; определяется в зависимости от относительных шагов труб

$$\text{при } 0,1 \leq \varphi \leq 1,7 \text{ и всех } \sigma_1 \quad C_s = 0,95 \cdot \varphi^{0,1}$$

$$\text{при } 1,7 \leq \varphi \leq 4,5 \text{ и } \sigma_1 < 3 \quad C_s = 0,77 \cdot \varphi^{0,5}$$

$$\text{при } 1,7 \leq \varphi \leq 4,5 \text{ и } \sigma_1 \geq 3 \quad C_s = 0,95 \cdot \varphi^{0,1}$$

$$\varphi = (\sigma_1 - 1) / (\sigma'_2 - 1) \quad (149)$$

где σ'_2 - средний относительный диагональный шаг труб

Средний относительный диагональный шаг труб определяется по уравнению:

$$\sigma'_2 = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2} = \sqrt{\frac{1,45^2}{4} + 3,95^2} = 4,02, \quad (150)$$

$$\varphi = (1,45 - 1) / (4,02 - 1) = 0,15,$$

$$C_s = 0,95 \cdot \varphi^{0,1} = 0,95 \cdot 0,15^{0,1} = 0,785. \quad (151)$$

C_z - поправка на число рядов труб по ходу газов;

Поправка на число рядов труб по ходу газов принимается сравнением относительного диагонального шага в данными значениями:

$$\text{при } z_2 < 10 \text{ и } \sigma_1 \leq 3 \quad C_z = 3,12 \cdot z_2^{0,05} - 2,5$$

$$\text{при } z_2 < 10 \text{ и } \sigma_1 > 3 \quad C_z = 4 \cdot z_2^{0,02} - 3,2$$

$$\text{при } z_2 \geq 10 \quad C_z = 1$$

так как $z_2 \geq 10$

$$C_z = 1$$

ν - коэффициент кинематической вязкости среды при температуре потока, м/с², находится по формуле:

$$\nu = M_\nu \cdot \nu_r, \text{ м/с}^2 \quad (152)$$

где M_v - множитель вычисляемый в зависимости от r_{H_2O} и температуры потока газов, находится по рис. 3.1(а) [5, стр. 19]. $M_v = 1,009$

ν_r - кинематическая вязкость для среднего состава дымовых газов, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока дымовых газов.

$$\nu_r = 56,13 \cdot 10^{-6}$$

$$\nu = 1,009 \cdot 56,13 \cdot 10^{-6} = 56,63 \cdot 10^{-6}, \text{ м/с}^2$$

λ - коэффициент теплопроводности среды при температуре потока, Вт/(м·К), находится по формуле:

$$\lambda = M_\lambda \cdot \lambda_r, \text{ Вт/(м·К)} \quad (153)$$

где M_λ - множитель вычисляемый в зависимости от r_{H_2O} и температуры потока газов, находится по рис. 3.1(б) [5, стр. 19]. $M_\lambda = 1,034$

λ_r - коэффициент теплопроводности для среднего состава дымовых газов, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока дымовых газов. $\lambda_r = 5,57 \cdot 10^{-2}$

$$\lambda = 1,034 \cdot 5,57 \cdot 10^{-2} = 5,767 \cdot 10^{-2}, \text{ Вт/(м·К)}$$

Pr - критерий Прандтля при температуре потока, находится по формуле:

$$Pr = M_{Pr} \cdot Pr_r \quad (154)$$

где M_{Pr} - множитель вычисляемый в зависимости от r_{H_2O} , находится по рис. 3.1(в) [5, стр. 19]. $M_{Pr} = 1,106$

Pr_r - критерий Прандтля для среднего состава дымовых газов, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока дымовых газов.

$$Pr_r = 0,641$$

$$Pr = 1,106 \cdot 0,641 = 0,709$$

Вычисляем коэффициент теплоотдачи конвекцией по уравнению(148).

$$\alpha_k = 0,36 \cdot 0,785 \cdot 1 \cdot \frac{5,767 \cdot 10^{-2}}{0,038} \cdot \left(\frac{8,92 \cdot 0,038}{56,63 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,709^{0,33} = 70,7, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

3) Коэффициент теплоотдачи излучением.

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания для не запыленного потока находится по формуле:

$$\alpha_l = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_3 + 1}{2} \cdot a \cdot T_{ВЭкл}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T_{ВЭкл}} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_3}{T_{ВЭкл}}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (155)$$

где a_3 - степень черноты загрязненных стенок лучевоспринимающих поверхностей; для поверхностей нагрева котлов $a_3 = 0,8$

T_3 - температура стенки труб принимается равной температуре слоя золовых отложений

a - степень черноты потока газов при температуре $\vartheta_{ВЭкл}$; определяется по формуле для изотермического объема:

$$a = 1 - e^{-kps} \quad (156)$$

где kps - суммарная оптическая толщина продуктов сгорания.

Суммарная оптическая толщина не запыленного газового потока вычисляется по равенству:

$$kps = k_r^0 \cdot r_n \cdot p \cdot s \quad (157)$$

где k_r^0 - коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания.

r_n - суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания

p - давление газов для котлов работающих без наддува принимается

$$p = 0,1 \text{ МПа}$$

s - эффективная толщина излучающего слоя для гладкотрубных пучков и фестонов с числом рядов труб менее или равное трем находится по формуле:

Находим эффективную толщину излучающего слоя

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_2 - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot 1,45 \cdot 3,95 - 1 \right) = 0,215, \text{ м} \quad (158)$$

Рассчитаем коэффициент поглощения среды $k_r^0 \cdot r_{II}$

$$k_r^0 \cdot r_{II} = k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_{II} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T''_{BЭкI}}{1000} \right) \cdot r_{II} - \text{коэффициент поглощения}$$

лучей газовой фазой продуктов сгорания (RO_2 , H_2O), $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$;

$$k_r^0 \cdot r_{II} = k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,167}{\sqrt{0,302 \cdot 0,215}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{590}{1000} \right) \cdot 0,302 = 9,47$$

Определим коэффициент поглощения лучей частицами сажи:

$$k_c = \frac{1,2}{1 + \alpha_{BЭкI}^2} \cdot \left(\frac{C^r}{H^r} \right)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot T''_{BЭкI} - 0,5), \quad 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}) \quad (159)$$

$$k_c = \frac{1,2}{1 + 1,15^2} \cdot (0,1)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 590 - 0,5) = 0,0913, \quad 1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$$

$$k_r^0 \cdot r_{II} = k_r + k_c = 9,47 + 0,0913 = 9,56 \quad (160)$$

Рассчитаем суммарную оптическую толщину не запыленного потока

$$kps = 9,56 \cdot 0,1 \cdot 0,215 = 0,206$$

Рассчитаем степень черноты потока газов

$$a = 1 - e^{-0,206} = 0,186 \quad (161)$$

Рассчитываем температуру отложений на поверхности труб по формуле:

$$T_3 = t_{BЭкI} + \Delta t_3 + 273, \text{ К} \quad (162)$$

где $t_{BЭкI}$ - температура среды протекающей внутри труб, для экономайзера принимаем как полусумму температур на входе и выходе из первой ступени экономайзера принятых ранее

$$t_{BЭкI} = \frac{t'_{BЭкI} + t''_{BЭкI}}{2} = \frac{157,3 + 202}{2} = 179,6, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Δt_3 - при сжигании газа для всех поверхностей $\Delta t_3 = 25^\circ\text{C}$

Рассчитываем температуру отложений на поверхности труб

$$T_3 = 179,6 + 25 + 273 = 477,6, \text{ К}$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи излучением вычисляем по уравнению:

$$\alpha_{\lambda} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,186 \cdot 661^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{477,6}{661}\right)^{3,6}}{1 - \frac{477,6}{661}} = 6,81, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

4) Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы.

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_n) = 1 \cdot (70,7 + 6,81) = 77,51, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (163)$$

5) Коэффициент теплопередачи от газов к воде через стенку трубы.

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,75 \cdot 77,51 = 58,1, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (164)$$

где ψ - коэффициент тепловой эффективности при сжигании газа принимается по таблице 7-5 [5, стр. 70]. При работе котла с $\alpha_r > 1,03$ значение ψ для всех поверхностей нагрева котла уменьшают на 0,05

α_1 - коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы

б) Температурный напор.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \text{ } ^\circ\text{С} \quad (165)$$

где Δt_6 - разность температур сред на том конце поверхности нагрева, где она больше, в нашем случае это температура дымовых газов на входе в газоход первой ступени водяного экономайзера и температура воды на выходе из первой ступени водяного экономайзера $\Delta t_6 = 460 - 202 = 258, \text{ } ^\circ\text{С}$.

Δt_m - разность температур сред на том конце поверхности нагрева где она меньше, в нашем случае это температура дымовых газов на выходе из газохода первой ступени водяного экономайзера и температура воды на входе в первую ступень водяного экономайзера $\Delta t_m = 317 - 157,3 = 159,7, \text{ } ^\circ\text{С}$.

Рассчитаем температурный напор.

$$\Delta t = \frac{258 - 159,7}{\ln \frac{258}{159,7}} = 205 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

7) Тепло воспринятое поверхностью нагрева первой ступени экономайзера

Вычисляем количество тепла отданного в первой ступени экономайзера через уравнение теплового баланса.

$$Q_6 = \varphi \cdot (I'_{ВЭкI} - I''_{ВЭкI} + \Delta\alpha_{ВЭкI} \cdot I^0_{прс}) - Q_{доп}, \text{ кДж/м}^3 \quad (166)$$

где φ - коэффициент сохранения тепла найденный ранее, $\varphi = 0,993$

$I'_{ВЭкI}$ - энтальпия дымовых газов, кДж/ м³, на входе в газоход первой ступени экономайзера, равняется энтальпии дымовых газов на выходе из газохода второй ступени экономайзера $I'_{ВЭкI} = I''_{ВЭкII} = 1394,22 \text{ кДж/м}^3$

$I''_{ВЭкI}$ - энтальпия дымовых газов, кДж/ м³, на выходе из газохода первой ступени экономайзера, находится путем интерполяции значений из таблицы Б.2.2 при температуре на выходе из газохода принятой ранее $t''_{ВЭкI} = 317^\circ\text{C}$

$\Delta\alpha_{ВЭкI}$ - присос воздуха в газоход первой ступени экономайзера, $\Delta\alpha_{ВЭкI} = 0,04$

$I^0_{прс}$ - энтальпия теоретически необходимого количества присасываемого воздуха в газоход первой ступени водяного экономайзера, кДж/ м³. Определяется по температуре холодного воздуха.

$$I^0_{прс} = I^0_{х.в.} = 43,6, \text{ кДж/м}^3$$

$Q_{доп}$ - тепловосприятие дополнительной поверхности, кДж/м³, включенной параллельно или последовательно по ходу газов с рассчитываемой поверхностью. В нашем случае из за отсутствия таких поверхностей $Q_{доп} = 0$

$$Q_6 = 0,993 \cdot (1394,22 - 963,931 + 0,04 \cdot 43,6) = 429, \text{ кДж/м}^3$$

Вычисляем количество тепла отданного в первой ступени водяного экономайзера через уравнение теплопередачи.

$$Q = \frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{B_p} \cdot 10^{-3}, \text{ кДж/м}^3 \quad (167)$$

где Q - тепло, воспринятое поверхностью конвекцией и межтрубным излучением, отнесенное к 1 м³ топлива, кДж/м³

k - коэффициент теплопередачи, отнесенный к расчетной поверхности нагрева, $k = 58,1$, Вт/(м²·К)

Δt - температурный напор, $\Delta t = 205$, °С

B_p - расчетный расход топлива, $B_p = 19,39$, м³/с

H - расчетная поверхность нагрева, $H = 695$, м²

$$Q = \frac{58,1 \cdot 695 \cdot 205}{19,39} \cdot 10^{-3} = 427, \text{ кДж/м}^3$$

Проверка правильности расчета первого первой ступени экономайзера.

$$\delta = \frac{Q_o - Q}{Q_o} \cdot 100\% = \frac{429 - 427}{429} \cdot 100\% = 0,466\% \quad (168)$$

Так как расхождение полученных значений Q через уравнение теплового баланса и уравнение теплообмена составляет менее 2% то расчет первой ступени водяного экономайзера считается законченным.

Б.5.5 Расчет воздухоподогревателя

По чертежу определяются конструктивные характеристики воздухоподогревателя и его газохода: площадь поверхности нагрева, шаг труб и

рядов (расстояния между осями труб), диаметр труб, число труб в ряду, число рядов труб и площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания. Так как воздухоподогреватель в нашем случае состоит из двух ступеней, то расчет будет производиться для каждой из них в отдельности с последующим приближением рассчитываемых величин к действительным для всего воздухоподогревателя в целом.

Сводим конструктивные характеристики воздухоподогревателя в таблицу Б.5.5.1

Таблица Б.5.5.1 – Конструктивные характеристики воздухоподогревателя

Наименование величин	Условные обозначения	Результаты	
		II ступень	I ступень
Поверхность нагрева, м ²	<i>H</i>	2993	2993
Число рядов труб по : поперек хода воздуха по ходу воздуха.....	<i>z</i> ₁	82	82
	<i>z</i> ₂	46	46
Диаметр труб, мм	<i>d</i>	51x1,5	51x1,5
Расчётные шаги труб в мм. поперечный продольный.....	<i>s</i> ₁	82	82
	<i>s</i> ₂	120	120
Относительны шаг труб поперечный..... продольный.....	$\sigma_1 = s_1 / d$	1,61	1,61
	$\sigma_2 = s_2 / d$	2,35	2,35

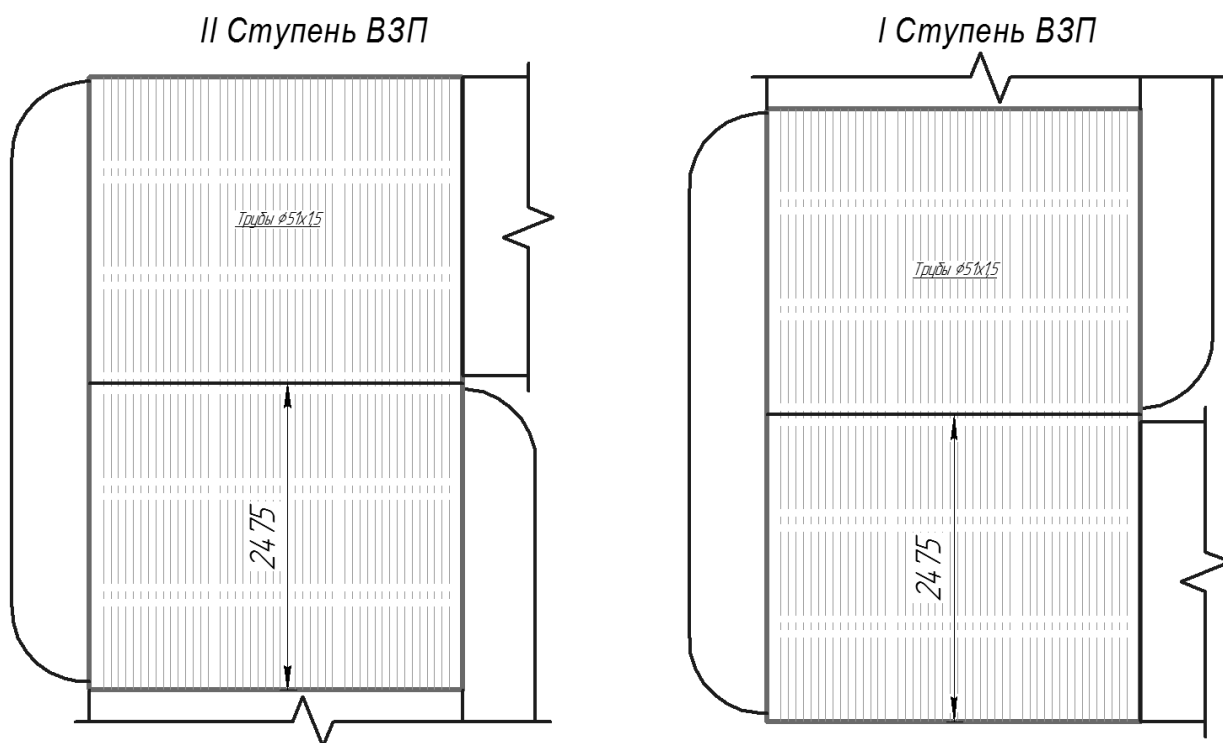


Рисунок Б.5 – Схематичное изображение воздухоподогревателя

Коэффициент теплопередачи воздухоподогревателя вычисляется по формуле:

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (169)$$

где ξ - коэффициент использования в случае прохождения всего потока газов через поверхность нагрева принимается $\xi = 1$

α_1 - коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы.

α_2 - коэффициент теплоотдачи от стенки воздуху.

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_n), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (170)$$

где ξ - коэффициент использования в случае прохождения всего потока газов через поверхность нагрева принимается $\xi = 1$

α_k - коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м²·К)

α_n - коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м²·К)

$$\alpha_2 = \xi \cdot \alpha_k, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (171)$$

где ξ - коэффициент использования, для поперечно омываемых пучков труб принимается $\xi = 1$

$$\alpha_k - \text{коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Б.5.5.1 Коэффициент теплопередачи для второй ступени воздухоподогревателя котла и количество тепла воспринятого ею

Коэффициент теплопередачи зависит от скорости и температур потоков, определяющего линейного размера канала, вида поверхности (гладкая, волнистая ребристая), расположения труб в пучке и характера его омывания (продольное, поперечное, косое), физических свойств омывающей среды, а также физических свойств среды протекающей внутри труб.

Зададимся температурой дымовых газов на выходе из газохода второй ступени воздухоподогревателя и определим расчетную температуру потока дымовых газов.

$$t''_{впш} = 268 \text{ }^\circ\text{С} = T''_{впш} = 541 \text{ К.}$$

Расчетная температура потока дымовых газов

$$t_{впш} = \frac{t'_{впш} + t''_{впш}}{2} \quad (172)$$

где $t'_{впш}$, $t''_{впш}$ - температура дымовых газов на входе в газоход второй ступени воздухоподогревателя и на выходе из него. Температура на входе в газоход принимается равной температуре на выходе из газохода первой ступени водяного экономайзера определенной ранее.

$$\vartheta_{\text{ВПП}} = \frac{317 + 268}{2} = 292 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Зададимся температурой воздуха на входе и выходе из второй ступени воздухоподогревателя.

На входе $t'_{\text{ВПП}} = 190 \text{ } ^\circ\text{C}$

На выходе $t''_{\text{ВПП}} = 300 \text{ } ^\circ\text{C}$

1) Расчетная скорость дымовых газов.

$$w_{\text{Г}} = \frac{B_p \cdot V_{\text{Г}} \cdot (\vartheta_{\text{ВПП}} + 273)}{F_{\text{Г}} \cdot 273}, \text{ м/с} \quad (173)$$

где $F_{\text{Г}}$ - площадь живого сечения для прохода газов, м^2

B_p - расчетный расход топлива, $\text{м}^3/\text{с}$

$\vartheta_{\text{ВПП}}$ - расчетная температура потока дымовых газов в газоходе второй ступени воздухоподогревателя, $^\circ\text{C}$

При продольном омывании с течением среды внутри труб площадь живого сечения для прохода газов находится по формуле:

$$F_{\text{Г}} = z \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4}, \text{ м}^2 \quad (174)$$

где z - число параллельно включенных труб, шт

$d_{\text{вн}}$ - внутренний диаметр труб, м;

$$F_{\text{Г}} = 3776 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,048^2}{4} = 6,83, \text{ м}^2$$

Рассчитаем скорость дымовых газов

$$w_{\text{Г}} = \frac{19,39 \cdot 2,16 \cdot (292 + 273)}{6,83 \cdot 273} = 12,7, \text{ м/с}$$

2) Коэффициент теплоотдачи конвекцией.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном обтекании поверхности однофазным турбулентным потоком определяется по равенству:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_s} \cdot \left(\frac{w \cdot d_s}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_k \cdot C_l, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (175)$$

где C_t - поправка вводится для дымовых газов и воздуха только при их нагревании, при охлаждении газов(воздуха) $C_t = 1$.

$$C_t = \left(\frac{T}{T_{cm}} \right)^{0,5} \quad (176)$$

C_k - поправка вводится только при течении в кольцевых каналах и одностороннем обогреве(внутренней или наружной поверхности), определяется по рисунку 7-9 [5, стр. 63], при двухстороннем обогреве $C_k = 1$

C_l - поправка на относительную длину вводится в случае прямого входа в трубу без закругления при значениях $l/d_s < 50$ и определяется по номограмме 11 [5, стр. 229]. $C_l = 1$

d_s - эквивалентный диаметр трубы, при течении среды внутри трубы равен ее внутреннему диаметру.

ν - коэффициент кинематической вязкости среды при температуре потока, м/с², находится по формуле:

$$\nu = M_\nu \cdot \nu_r, \text{ м}/\text{с}^2 \quad (177)$$

где M_ν - множитель вычисляемый в зависимости от r_{H_2O} и температуры потока газов, находится по рис. 3.1(a) [5, стр. 19]. $M_\nu = 1,004$

ν_r - кинематическая вязкость для среднего состава дымовых газов, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока дымовых газов.

$$\nu_r = 42,91 \cdot 10^{-6}$$

$$v = 1,004 \cdot 42,91 \cdot 10^{-6} = 43,08 \cdot 10^{-6}, \text{ м/с}^2$$

λ - коэффициент теплопроводности среды при температуре потока, Вт/(м·К), находится по формуле:

$$\lambda = M_{\lambda} \cdot \lambda_r, \text{ Вт/(м·К)} \quad (178)$$

где M_{λ} - множитель вычисляемый в зависимости от r_{H_2O} и температуры потока газов, находится по рис. 3.1(б) [5, стр. 19]. $M_{\lambda} = 1,025$

λ_r - коэффициент теплопроводности для среднего состава дымовых газов, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока дымовых газов. $\lambda_r = 4,75 \cdot 10^{-2}$

$$\lambda = 1,055 \cdot 4,75 \cdot 10^{-2} = 4,87 \cdot 10^{-2}, \text{ Вт/(м·К)}$$

Pr - критерий Прандтля при температуре потока, находится по формуле:

$$\text{Pr} = M_{\text{Pr}} \cdot \text{Pr}_r \quad (179)$$

где M_{Pr} - множитель вычисляемый в зависимости от r_{H_2O} , находится по рис. 3.1(в) [5, стр. 19]. $M_{\text{Pr}} = 1,106$

Pr_r - критерий Прандтля для среднего состава дымовых газов, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока дымовых газов.

$$\text{Pr}_r = 0,652$$

$$\text{Pr} = 1,106 \cdot 0,652 = 0,721$$

Вычисляем коэффициент теплоотдачи конвекцией.

$$\alpha_{\kappa} = 0,023 \cdot \frac{4,87 \cdot 10^{-2}}{0,048} \cdot \left(\frac{12,7 \cdot 0,048}{43,08 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,721^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 42,9, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

3) Коэффициент теплоотдачи излучением.

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания для не запыленного потока находится по формуле:

$$\alpha_n = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_3 + 1}{2} \cdot a \cdot T_{вIII}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T_{вIII}}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_3}{T_{вIII}}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (180)$$

где a_3 - степень черноты загрязненных стенок лучевоспринимающих поверхностей; для поверхностей нагрева котлов $a_3 = 0,8$

T_3 - температура стенки труб принимается равной температуре слоя золовых отложений

a - степень черноты потока газов при температуре $\vartheta_{вIII}$; определяется по формуле для изотермического объема:

$$a = 1 - e^{-kps} \quad (181)$$

где kps - суммарная оптическая толщина продуктов сгорания.

Суммарная оптическая толщина не запыленного газового потока вычисляется по уравнению:

$$kps = k_r^0 \cdot r_n \cdot p \cdot s \quad (182)$$

где k_r^0 - коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания.

r_n - суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания

p - давление газов для котлов работающих без наддува принимается

$$p = 0,1 \text{ МПа}$$

s - эффективная толщина излучающего слоя для трубчатых воздухоподогревателей с течением газов в трубах находится по формуле:

$$s = 0,9 \cdot d_{en} = 0,9 \cdot 0,048 = 0,0432, \text{ м} \quad (183)$$

Рассчитаем коэффициент поглощения среды $k_r^0 \cdot r_n$

$$k_r^0 \cdot r_n = k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_n \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T''_{ВПП}}{1000} \right) \cdot r_n - \text{коэффициент поглощения}$$

лучей газовой фазой продуктов сгорания (RO_2 , H_2O), $1/(m \cdot MPa)$;

$$k_r^0 \cdot r_n = k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,162}{\sqrt{0,293 \cdot 0,0432}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{541}{1000} \right) \cdot 0,293 = 21,4$$

Определим коэффициент поглощения лучей частицами сажи:

$$k_c = \frac{1,2}{1 + \alpha_{ВПП}^2} \cdot \left(\frac{C^r}{H^r} \right)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot T''_{ВПП} - 0,5), \quad 1/(m \cdot MPa) \quad (184)$$

$$k_c = \frac{1,2}{1 + 1,21^2} \cdot (0,1)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 541 - 0,5) = 0,0709, \quad 1/(m \cdot MPa)$$

$$k_r^0 \cdot r_n = k_r + k_c = 21,4 + 0,0709 = 21,5$$

Рассчитаем суммарную оптическую толщину не запыленного потока

$$kps = 21,5 \cdot 0,1 \cdot 0,0432 = 0,0929 \quad (185)$$

Рассчитаем степень черноты потока газов

$$a = 1 - e^{-0,0929} = 0,0887 \quad (186)$$

Рассчитываем температуру отложений на поверхности труб по формуле:

$$T_3 = t_{ВПП} + \Delta t_3 + 273, \quad K \quad (187)$$

где $t_{ВПП}$ - температура среды протекающей снаружи труб, для воздухоподогревателя принимаем как полусумму температур воздуха на входе

и выходе из второй ступени воздухоподогревателя принятых ранее

$$t_{ВIII} = \frac{t'_{ВIII} + t''_{ВIII}}{2} = \frac{190 + 300}{2} = 245, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Δt_3 - при сжигании газа для всех поверхностей $\Delta t_3 = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$

Рассчитываем температуру отложений на поверхности труб

$$T_3 = 245 + 25 + 273 = 543, \text{ K}$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи излучением по уравнению(180).

$$\alpha_{л} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,0887 \cdot 565^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{543}{565}\right)^{3,6}}{1 - \frac{543}{565}} = 2,79, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$$

4) Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы.

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_{к} + \alpha_{л}) = 1 \cdot (42,9 + 2,79) = 45,7, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}) \quad (188)$$

5) Расчетная скорость воздуха.

$$w_{в} = \frac{B_p \cdot \beta'_T \cdot V_B^0 \cdot (t_{ВIII} + 273)}{F_r \cdot 273}, \text{ м}/\text{с} \quad (189)$$

где F_r - площадь живого сечения для прохода воздуха, м^2

B_p - расчетный расход топлива, $\text{м}^3/\text{с}$

V_B - теоретически необходимый объем воздуха, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$t_{ВIII}$ - расчетная температура потока воздуха во второй ступени воздухоподогревателя, $^\circ\text{C}$

При поперечном омывании гладкотрубных пучков, площадь живого сечения находится по формуле:

$$F_b = a \cdot b - z_1 \cdot l \cdot d, \text{ м}^2 \quad (190)$$

где a, b - размеры газохода в расчетном сечении, м

z_1 - число труб в ряду, шт

d, l - диаметр и длина труб, м; при изогнутых трубах l вычисляется как проекция труб на поперечное сечение газохода.

$$F_b = 7,28 \cdot 2,475 - 82 \cdot 2,475 \cdot 0,051 = 7,67, \text{ м}^2$$

Рассчитаем скорость воздуха

$$w_b = \frac{19,39 \cdot 0,94 \cdot 1,241 \cdot (245 + 273)}{7,67 \cdot 273} = 5,6, \text{ м/с}$$

б) Коэффициент теплоотдачи конвекцией.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков и ширм вычисляется через уравнение:

$$\alpha_k = 0,36 \cdot C_s \cdot C_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w \cdot d}{\nu} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (191)$$

где C_s - поправка на геометрическую компоновку пучка;

C_z - поправка на число рядов труб по ходу газов;

Поправка на геометрическую компоновку пучка определяется в зависимости от относительных шагов труб:

$$\text{при } 0,1 \leq \varphi \leq 1,7 \text{ и всех } \sigma_1 \quad C_s = 0,95 \cdot \varphi^{0,1}$$

$$\text{при } 1,7 \leq \varphi \leq 4,5 \text{ и } \sigma_1 < 3 \quad C_s = 0,77 \cdot \varphi^{0,5}$$

$$\text{при } 1,7 \leq \varphi \leq 4,5 \text{ и } \sigma_1 \geq 3 \quad C_s = 0,95 \cdot \varphi^{0,1}$$

$$\varphi = (\sigma_1 - 1) / (\sigma_2' - 1) \quad (192)$$

где σ_2' - средний относительный диагональный шаг труб определяется по формуле(193).

$$\sigma_2' = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2} = \sqrt{\frac{1,61^2}{4} + 2,35^2} = 2,48, \quad (193)$$

$$\varphi = (1,61 - 1) / (2,48 - 1) = 0,41,$$

$$C_s = 0,95 \cdot \varphi^{0,1} = 0,95 \cdot 0,41^{0,1} = 0,869. \quad (194)$$

Определим поправку на число рядов труб по ходу газов.

$$\text{при } z_2 < 10 \text{ и } \sigma_1 \leq 3 \quad C_z = 3,12 \cdot z_2^{0,05} - 2,5$$

$$\text{при } z_2 < 10 \text{ и } \sigma_1 > 3 \quad C_z = 4 \cdot z_2^{0,02} - 3,2$$

$$\text{при } z_2 \geq 10 \quad C_z = 1$$

так как $z_2 \geq 10$

$$C_z = 1$$

ν - коэффициент кинематической вязкости среды при температуре потока, м/с², находится по формуле: $\nu = \nu_b$, м/с²

где ν_b - кинематическая вязкость для среднего состава воздуха, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока горячего воздуха. $\nu_b = 41,42 \cdot 10^{-6}$

$$\nu = 41,42 \cdot 10^{-6}, \text{ м/с}^2$$

λ - коэффициент теплопроводности среды при температуре потока, Вт/(м·К), находится по формуле: $\lambda = \lambda_b$, Вт/(м·К)

где λ_b - коэффициент теплопроводности для среднего состава воздуха, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока горячего воздуха. $\lambda_b = 4,15 \cdot 10^{-2}$

$$\lambda = 4,15 \cdot 10^{-2}, \text{ Вт/(м·К)}$$

Pr - критерий Прандтля при температуре потока, находится по формуле:

$$\text{Pr} = \text{Pr}_b$$

где Pr_b - критерий Прандтля для среднего состава воздуха, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока горячего воздуха. $\text{Pr}_b = 0,69$

$$\text{Pr} = 0,69$$

Вычисляем коэффициент теплоотдачи конвекцией вычислим по формуле(191).

$$\alpha_k = 0,36 \cdot 0,869 \cdot 1 \cdot \frac{4,15 \cdot 10^{-2}}{0,051} \cdot \left(\frac{5,6 \cdot 0,051}{41,42 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,69^{0,33} = 45,3, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

7) Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воздуху.

$$\alpha_2 = \xi \cdot \alpha_k = 1 \cdot 45,3 = 45,3, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (195)$$

8) Коэффициент теплопередачи от газов к воздуху через стенку трубы.

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = 1 \cdot \frac{45,7 \cdot 45,3}{45,7 + 45,3} = 22,75, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (196)$$

где ξ - коэффициент использования в случае прохождения всего потока газов через поверхность нагрева принимается $\xi = 1$

α_1 - коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы.

α_2 - коэффициент теплоотдачи от стенки воздуха.

9) Температурный напор.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (197)$$

где Δt_6 - разность температур сред на том конце поверхности нагрева, где она больше, в нашем случае это температура дымовых газов на выходе в газоход второй ступени воздухоподогревателя и температура воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя $\Delta t_6 = 268 - 190 = 78, \text{ } ^\circ\text{C}$

Δt_m - разность температур сред на том конце поверхности нагрева где она меньше, в нашем случае это температура дымовых газов на входе в газохода второй ступени воздухоподогревателя и температура воздуха на выходе из второй ступени воздухоподогревателя $\Delta t_m = 317 - 300 = 17, \text{ } ^\circ\text{C}$

Рассчитаем температурный напор.

$$\Delta t = \frac{78 - 17}{\ln \frac{78}{17}} = 40,04 \text{ } ^\circ\text{C}$$

10) Тепло воспринятое поверхностью нагрева второй ступени воздухоподогревателя

Вычисляем количество тепла отданного во второй ступени воздухоподогревателя через уравнение теплового баланса.

$$Q_6 = \varphi \cdot (I'_{ВПШ} - I''_{ВПШ} + \Delta\alpha_{ВПШ} \cdot I^0_{прс}) - Q_{доп}, \text{ кДж/м}^3 \quad (198)$$

где φ - коэффициент сохранения тепла найденный ранее, $\varphi = 0,993$

$I'_{ВПШ}$ - энтальпия дымовых газов, кДж/ м³, на входе в газоход второй ступени воздухоподогревателя, равняется энтальпии дымовых газов на выходе из газохода первой ступени водяного экономайзера $I'_{ВПШ} = I''_{ВЭК} = 963,93$ кДж/м³

$I''_{ВПШ}$ - энтальпия дымовых газов, кДж/ м³, на выходе из газохода второй ступени воздухоподогревателя, находится путем интерполяции значений из таблицы Б.2.2 при температуре на выходе из газохода принятой ранее $\vartheta''_{ВПШ} = 268$ °С

$\Delta\alpha_{ВПШ}$ - присос воздуха в газоход второй ступени воздухоподогревателя, $\Delta\alpha_{ВПШ} = 0,06$

$I^0_{прс}$ - энтальпия теоретически необходимого количества присасываемого воздуха в газоход второй ступени воздухоподогревателя, кДж/ м³. Определяется по средней температуре воздуха во второй ступени воздухоподогревателя.

$$I^0_{прс} = 214,8, \text{ кДж/м}^3$$

$Q_{доп}$ - тепловосприятие дополнительной поверхности, кДж/м³, включенной параллельно или последовательно по ходу газов с рассчитываемой поверхностью. В нашем случае из за отсутствия таких поверхностей $Q_{доп} = 0$

$$Q_6 = 0,993 \cdot (963,93 - 837,12 + 0,06 \cdot 214,8) = 139, \text{ кДж/м}^3$$

Вычисляем количество тепла отданного во второй ступени воздухоподогревателя через уравнение теплопередачи.

$$Q = \frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{B_p} \cdot 10^{-3}, \text{ кДж/м}^3 \quad (199)$$

где Q - тепло, воспринятое поверхностью конвекцией и межтрубным излучением, отнесенное к 1 м³ топлива, кДж/м³

k - коэффициент теплопередачи, отнесенный к расчетной поверхности нагрева, $k = 22,75$, Вт/(м²·К)

Δt - температурный напор, $\Delta t = 40,04$, °С

B_p - расчетный расход топлива, $B_p = 19,39$, м³/с

H - расчетная поверхность нагрева, $H = 2993$, м²

$$Q = \frac{22,75 \cdot 2993 \cdot 40,04}{19,39} \cdot 10^{-3} = 131, \text{ кДж/м}^3$$

Проверка правильности расчета второй ступени воздухоподогревателя.

$$\delta = \frac{|Q_\delta - Q|}{Q_\delta} \cdot 100\% = \frac{|139 - 141|}{139} \cdot 100\% = 1,44\% \quad (200)$$

Так как расхождение полученных значений Q через уравнение теплового баланса и уравнение теплообмена составляет менее 2% то расчет второй ступени воздухоподогревателя считается законченным.

Б.5.5.2 Коэффициент теплопередачи для первой ступени воздухоподогревателя котла и количество тепла воспринятого ею

Коэффициент теплопередачи зависит от скорости и температур потоков, определяющего линейного размера канала, вида поверхности (гладкая, волнистая ребристая), расположения труб в пучке и характера его омывания (продольное, поперечное, косое), физических свойств омывающей среды, а также физических свойств среды протекающей внутри труб.

Зададимся температурой дымовых газов на выходе из газохода первой ступени воздухоподогревателя и определим расчетную температуру потока дымовых газов.

$$\vartheta''_{ВП} = 160^{\circ}\text{C} = T''_{ВП} = 433 \text{ К.}$$

Расчетная температура потока дымовых газов

$$\vartheta_{ВП} = \frac{\vartheta'_{ВП} + \vartheta''_{ВП}}{2} \quad (201)$$

где $\vartheta'_{ВП}$, $\vartheta''_{ВП}$ - температура дымовых газов на входе в газоход первой ступени воздухоподогревателя и на выходе из него. Температура на входе в газоход принимается равной температуре на выходе из газохода второй ступени воздухоподогревателя определенной ранее.

$$\vartheta_{ВП} = \frac{268 + 160}{2} = 214^{\circ}\text{C}$$

Зададимся температурой воздуха на входе и выходе из первой ступени воздухоподогревателя.

На входе $t'_{ВП} = 30,^{\circ}\text{C}$

На выходе $t''_{ВП} = 190,^{\circ}\text{C}$

1) Расчетная скорость дымовых газов.

$$w_{\Gamma} = \frac{B_p \cdot V_{\Gamma} \cdot (\vartheta_{ВП} + 273)}{F_{\Gamma} \cdot 273}, \text{ м/с} \quad (202)$$

где F_{Γ} - площадь живого сечения для прохода газов, м^2

B_p - расчетный расход топлива, м³/с

V_r - полный объем дымовых газов, м³/ м³

$\vartheta_{вн}$ - расчетная температура потока дымовых газов в газоходе первой ступени воздухоподогревателя, °С

При продольном омывании с течением среды внутри труб площадь живого сечения для прохода газов вычисляется через равенство:

$$F_r = z \cdot \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4}, \text{ м}^2 \quad (203)$$

где z - число параллельно включенных труб, шт

$d_{вн}$ - внутренний диаметр труб, м;

$$F_r = 3776 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,048^2}{4} = 6,83, \text{ м}^2$$

Рассчитаем скорость дымовых газов по уравнению(202).

$$w_r = \frac{19,39 \cdot 2,236 \cdot (214 + 273)}{6,833 \cdot 273} = 11,3, \text{ м/с}$$

2) Коэффициент теплоотдачи конвекцией.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном обтекании поверхности однофазным турбулентным потоком рассчитывается по уравнению:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_s} \cdot \left(\frac{w \cdot d_s}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_k \cdot C_l, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (204)$$

где C_t - поправка вводится для дымовых газов и воздуха только при их нагревании, при охлаждении газов(воздуха) $C_t = 1$.

$$C_t = \left(\frac{T}{T_{cm}} \right)^{0,5} \quad (205)$$

C_k - поправка вводится только при течении в кольцевых каналах и одностороннем обогреве (внутренней или наружной поверхности), определяется по рисунку 7-9 [5, стр. 63], при двухстороннем обогреве $C_k = 1$

C_l - поправка на относительную длину вводится в случае прямого входа в трубу без закругления при значениях $l/d_s < 50$ и определяется по номограмме 11 [5, стр. 229]. $C_l = 1$

d_s - эквивалентный диаметр трубы, при течении среды внутри трубы равен ее внутреннему диаметру.

ν - коэффициент кинематической вязкости среды при температуре потока, м/с², находится по формуле:

$$\nu = M_\nu \cdot \nu_r, \text{ м/с}^2 \quad (206)$$

где M_ν - множитель вычисляемый в зависимости от r_{H_2O} и температуры потока газов, находится по рис. 3.1(а) [5, стр. 19]. $M_\nu = 1$

ν_r - кинематическая вязкость для среднего состава дымовых газов, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока дымовых газов.

$$\nu_r = 33,32 \cdot 10^{-6}$$

$$\nu = 1 \cdot 33,32 \cdot 10^{-6} = 33,32 \cdot 10^{-6}, \text{ м/с}^2$$

λ - коэффициент теплопроводности среды при температуре потока, Вт/(м·К), находится по формуле: $\lambda = M_\lambda \cdot \lambda_r$, Вт/(м·К)

где M_λ - множитель вычисляемый в зависимости от r_{H_2O} и температуры потока газов, находится по рис. 3.1(б) [5, стр. 19]. $M_\lambda = 1,014$

λ_r - коэффициент теплопроводности для среднего состава дымовых газов, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока дымовых газов. $\lambda_r = 4,115 \cdot 10^{-2}$

$$\lambda = 1,014 \cdot 4,115 \cdot 10^{-2} = 4,17 \cdot 10^{-2}, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

Pr - критерий Прандтля при температуре потока, находится по формуле:

$$\text{Pr} = M_{\text{Pr}} \cdot \text{Pr}_r \quad (207)$$

где M_{Pr} - множитель вычисляемый в зависимости от $r_{\text{H}_2\text{O}}$, находится по рис. 3.1(в) [5, стр. 19]. $M_{\text{Pr}} = 1,106$

Pr_r - критерий Прандтля для среднего состава дымовых газов, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока дымовых газов.

$$\text{Pr}_r = 0,667$$

$$\text{Pr} = 1,106 \cdot 0,667 = 0,738$$

Вычисляем коэффициент теплоотдачи конвекцией через уравнение(204).

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{4,17 \cdot 10^{-2}}{0,048} \cdot \left(\frac{11,3 \cdot 0,048}{33,32 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,738^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 41,4, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

3) Коэффициент теплоотдачи излучением.

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания для не запыленного потока находится по формуле:

$$\alpha_l = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_3 + 1}{2} \cdot a \cdot T_{\text{ВП}}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T_{\text{ВП}}} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_3}{T_{\text{ВП}}}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (208)$$

где a_3 - степень черноты загрязненных стенок лучевоспринимающих поверхностей; для поверхностей нагрева котлов $a_3 = 0,8$

T_3 - температура стенки труб принимается равной температуре слоя золы отложений

a - степень черноты потока газов при температуре $T_{вп}$; определяется по формуле для изотермического объема:

$$a = 1 - e^{-kps} \quad (209)$$

где kps - суммарная оптическая толщина продуктов сгорания.

Суммарная оптическая толщина не запыленного газового потока определяется через уравнение:

$$kps = k_r^0 \cdot r_n \cdot p \cdot s \quad (210)$$

где k_r^0 - коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания.

r_n - суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания

p - давление газов для котлов работающих без наддува принимается

$$p = 0,1 \text{ МПа}$$

s - эффективная толщина излучающего слоя для трубчатых воздухоподогревателей с течением газов в трубах находится по формуле:

Находим эффективную толщину излучающего слоя

$$s = 0,9 \cdot d_{en} = 0,9 \cdot 0,048 = 0,0432, \text{ м} \quad (211)$$

Рассчитаем коэффициент поглощения среды $k_r^0 \cdot r_n$

$$k_r^0 \cdot r_n = k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_n \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{вп}''}{1000} \right) \cdot r_n - \text{коэффициент поглощения}$$

лучей газовой фазой продуктов сгорания (CO_2, H_2O), $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$;

$$k_r^0 \cdot r_n = k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,162}{\sqrt{0,293 \cdot 0,0432}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{433}{1000} \right) \cdot 0,293 = 22,5$$

Определим коэффициент поглощения лучей частицами сажи:

$$k_c = \frac{1,2}{1 + \alpha_{ВП}^2} \cdot \left(\frac{C^r}{H^r} \right)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot T_{ВП}'' - 0,5), \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)} \quad (212)$$

$$k_c = \frac{1,2}{1 + 1,27^2} \cdot (0,1)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 433 - 0,5) = 0,0353, \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)}$$

$$k_r^0 \cdot r_n = k_r + k_c = 22,5 + 0,0353 = 22,5 \quad (213)$$

Рассчитаем суммарную оптическую толщину не запыленного потока

$$kps = 22,5 \cdot 0,1 \cdot 0,0432 = 0,0972$$

Рассчитаем степень черноты потока газов

$$a = 1 - e^{-0,0972} = 0,0926 \quad (214)$$

Рассчитываем температуру отложений на поверхности труб по формуле:

$$T_s = t_{ВП} + \Delta t_s + 273, \text{ К} \quad (215)$$

где $t_{ВП}$ - температура среды протекающей снаружи труб, для воздухоподогревателя принимаем как полусумму температур воздуха на входе и выходе из первой ступени воздухоподогревателя принятых ранее

$$t_{ВП} = \frac{t'_{ВП} + t''_{ВП}}{2} = \frac{30 + 190}{2} = 110, \text{ }^\circ\text{С}$$

Δt_s - при сжигании газа для всех поверхностей $\Delta t_s = 25^\circ\text{С}$

Рассчитываем температуру отложений на поверхности труб

$$T_3 = 110 + 25 + 273 = 408, \text{ К}$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи излучением определяется через уравнение(208).

$$\alpha_n = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,0926 \cdot 487^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{408}{487}\right)^{3,6}}{1 - \frac{408}{487}} = 1,59, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

4) Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы.

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_n) = 1 \cdot (41,4 + 1,59) = 43, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (216)$$

5) Расчетная скорость воздуха.

$$w_B = \frac{B_p \cdot \beta'_T \cdot V_B^0 \cdot (t_{ВП} + 273)}{F_B \cdot 273}, \text{ м}/\text{с} \quad (217)$$

где F_r - площадь живого сечения для прохода воздуха, м^2

B_p - расчетный расход топлива, $\text{м}^3/\text{с}$

V_B - теоретически необходимый объем воздуха, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$t_{ВП}$ - расчетная температура потока воздуха во первой ступени воздухоподогревателя, $^{\circ}\text{С}$

При поперечном омывании гладкотрубных пучков, площадь живого сечения рассчитывается через уравнение:

$$F_b = a \cdot b - z_1 \cdot l \cdot d, \text{ м}^2 \quad (218)$$

где a, b - размеры газохода в расчетном сечении, м

z_1 - число труб в ряду, шт

d, l - диаметр и длина труб, м; при изогнутых трубах l вычисляется как проекция труб на поперечное сечение газохода.

$$F_b = 7,28 \cdot 2,475 - 82 \cdot 2,475 \cdot 0,051 = 7,67, \text{ м}^2$$

Рассчитаем скорость воздуха

$$w_b = \frac{19,39 \cdot 0,94 \cdot 1,241 \cdot (110 + 273)}{7,67 \cdot 273} = 4,14, \text{ м/с}$$

б) Коэффициент теплоотдачи конвекцией.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков и ширм находится через уравнение:

$$\alpha_k = 0,36 \cdot C_s \cdot C_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w \cdot d}{\nu} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (219)$$

где C_s - поправка на геометрическую компоновку пучка;

Значение поправки на геометрическую компоновку пучка определяется в зависимости от относительных шагов труб:

$$\text{при } 0,1 \leq \varphi \leq 1,7 \text{ и всех } \sigma_1 \quad C_s = 0,95 \cdot \varphi^{0,1}$$

$$\text{при } 1,7 \leq \varphi \leq 4,5 \text{ и } \sigma_1 < 3 \quad C_s = 0,77 \cdot \varphi^{0,5}$$

$$\text{при } 1,7 \leq \varphi \leq 4,5 \text{ и } \sigma_1 \geq 3 \quad C_s = 0,95 \cdot \varphi^{0,1}$$

$$\varphi = (\sigma_1 - 1) / (\sigma'_2 - 1) \quad (220)$$

где σ'_2 - средний относительный диагональный шаг труб

Средний относительный шаг труб определяется через уравнение:

$$\sigma'_2 = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2} = \sqrt{\frac{1,61^2}{4} + 2,35^2} = 2,48. \quad (221)$$

$$\varphi = (1,61 - 1) / (2,48 - 1) = 0,41,$$

$$C_s = 0,95 \cdot \varphi^{0,1} = 0,95 \cdot 0,41^{0,1} = 0,869. \quad (222)$$

C_z - поправка на число рядов труб по ходу газов;

$$\text{при } z_2 < 10 \text{ и } \sigma_1 \leq 3 \quad C_z = 3,12 \cdot z_2^{0,05} - 2,5$$

$$\text{при } z_2 < 10 \text{ и } \sigma_1 > 3 \quad C_z = 4 \cdot z_2^{0,02} - 3,2$$

$$\text{при } z_2 \geq 10 \quad C_z = 1$$

так как $z_2 \geq 10$

$$C_z = 1$$

ν - коэффициент кинематической вязкости среды при температуре потока, м/с², находится по формуле: $\nu = \nu_b$, м/с²

где ν_b - кинематическая вязкость для среднего состава воздуха, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока горячего воздуха. $\nu_b = 24,68 \cdot 10^{-6}$

$$\nu = 24,68 \cdot 10^{-6}, \text{ м/с}^2$$

λ - коэффициент теплопроводности среды при температуре потока, Вт/(м·К), находится по формуле:

$$\lambda = \lambda_b, \text{ Вт/(м·К)} \quad (223)$$

где λ_b - коэффициент теплопроводности для среднего состава воздуха, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока горячего воздуха. $\lambda_b = 3,351 \cdot 10^{-2}$

$$\lambda = 3,351 \cdot 10^{-2}, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

Pr - критерий Прандтля при температуре потока, находится по формуле:

$$\text{Pr} = \text{Pr}_b$$

где Pr_b - критерий Прандтля для среднего состава воздуха, принимается из таблицы VI [5, стр. 141] по температуре потока горячего воздуха. $\text{Pr}_b = 0,69$

$$\text{Pr} = 0,69$$

Вычисляем коэффициент теплоотдачи конвекцией через уравнение(219).

$$\alpha_k = 0,36 \cdot 0,869 \cdot 1 \cdot \frac{3,251 \cdot 10^{-2}}{0,051} \cdot \left(\frac{4,14 \cdot 0,051}{24,8 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,69^{0,33} = 40,4, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

7) Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воздуху.

$$\alpha_2 = \xi \cdot \alpha_k = 1 \cdot 40,4 = 40,4, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (224)$$

8) Коэффициент теплопередачи от газов к воздуху через стенку трубы.

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = 1 \cdot \frac{43 \cdot 40,4}{43 + 40,4} = 20,83, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (225)$$

где ξ - коэффициент использования в случае прохождения всего потока газов через поверхность нагрева принимается $\xi = 1$

α_1 - коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы.

α_2 - коэффициент теплоотдачи от стенки воздуха.

9) Температурный напор.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\bar{m}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_{\bar{m}}}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (226)$$

где $\Delta t_{\bar{o}}$ - разность температур сред на том конце поверхности нагрева, где она больше, в нашем случае это температура дымовых газов на выходе из газохода первой ступени воздухоподогревателя и температура воздуха на входе в первую ступень воздухоподогревателя $\Delta t_{\bar{o}} = 160 - 30 = 130, \text{ } ^\circ\text{C}$

$\Delta t_{\bar{m}}$ - разность температур сред на том конце поверхности нагрева где она меньше, в нашем случае это температура дымовых газов на входе в газохода первой ступени воздухоподогревателя и температура воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя $\Delta t_{\bar{m}} = 268 - 190 = 78, \text{ } ^\circ\text{C}$

Рассчитаем температурный напор.

$$\Delta t = \frac{130 - 78}{\ln \frac{130}{78}} = 101,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

10) Тепло воспринятое поверхностью нагрева первой ступени воздухоподогревателя

Вычисляем количество тепла отданного в первой ступени воздухоподогревателя через уравнение теплового баланса.

$$Q_{\bar{o}} = \varphi \cdot (I'_{\text{ВП}} - I''_{\text{ВП}} + \Delta \alpha_{\text{ВП}} \cdot I_{\text{прс}}^0) - Q_{\text{доп}}, \text{ кДж/м}^3 \quad (227)$$

где φ - коэффициент сохранения тепла найденный ранее, $\varphi = 0,993$

$I'_{ВП}$ - энтальпия дымовых газов, кДж/ м³, на входе в газоход первой ступени воздухоподогревателя, равняется энтальпии дымовых газов на выходе из газохода второй ступени воздухоподогревателя $I'_{ВП} = I''_{ВП} = 837,12$ кДж/м³

$I''_{ВП}$ - энтальпия дымовых газов, кДж/ м³, на выходе из газохода первой ступени воздухоподогревателя, находится путем интерполяции значений из таблицы Б.2.2 при температуре на выходе из газохода принятой ранее $\vartheta''_{ВП} = 160^\circ\text{C}$

$\Delta\alpha_{ВП}$ - присос воздуха в газоход первой ступени воздухоподогревателя, $\Delta\alpha_{ВП} = 0,06$

$I^0_{прс}$ - энтальпия теоретически необходимого количества присасываемого воздуха в газоход первой ступени воздухоподогревателя, кДж/ м³. Определяется по средней температуре воздуха в первой ступени воздухоподогревателя.

$$I^0_{прс} = 127, \text{ кДж/м}^3$$

$Q_{доп}$ - тепловосприятие дополнительной поверхности, кДж/м³, включенной параллельно или последовательно по ходу газов с рассчитываемой поверхностью. В нашем случае из за отсутствия таких поверхностей $Q_{доп} = 0$

$$Q_6 = 0,993 \cdot (837,12 - 509,28 + 0,06 \cdot 127) = 333, \text{ кДж/м}^3$$

Вычисляем количество тепла отданного в первой ступени воздухоподогревателя через уравнение теплопередачи.

$$Q = \frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{B_p} \cdot 10^{-3}, \text{ кДж/м}^3 \quad (228)$$

где Q - тепло, воспринятое поверхностью конвекцией и межтрубным излучением, отнесенное к 1 м³ топлива, кДж/м³

k - коэффициент теплопередачи, отнесенный к расчетной поверхности нагрева, $k = 20,83$, Вт/(м²·К)

Δt - температурный напор, $\Delta t = 101,8$, °С

B_p - расчетный расход топлива, $B_p = 19,39$, м³/с

H - расчетная поверхность нагрева, $H = 2993$, м²

$$Q = \frac{20,83 \cdot 2993 \cdot 101,8}{19,39} \cdot 10^{-3} = 327, \text{ кДж/м}^3$$

Проверка правильности расчета первой ступени воздухоподогревателя выполняется через формулу:

$$\delta = \frac{Q - Q_0}{Q} \cdot 100\% = \frac{333 - 327}{333} \cdot 100\% = 1,8\% \quad (229)$$

Так как расхождение полученных значений Q через уравнение теплового баланса и уравнение теплообмена составляет менее 2% то расчет первой ступени воздухоподогревателя считается законченным.

Б.6. Невязка поверочного теплового расчета котлоагрегата

Расчет невязки расчета заключается в определении расхождения количества тепла полученного при сжигании топлива и тепла воспринятого поверхностями нагрева котельного агрегата с учетом его КПД.

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \frac{\eta_k}{100} - (Q_T + Q_\Phi + Q_{IIII} + Q_{IIII} + Q_{ВЭкII} + Q_{ВЭкI} + Q_{ВIII} + Q_{ВIII}) \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \quad (230)$$

где Q_p^p - теплота располагаемая, кДж/ м³

η_k - коэффициент полезного действия котельного агрегата, %

Q_T - кол-во тепла воспринятого поверхностью топки, кДж/ м³

Q_Φ - кол-во тепла воспринятого поверхностью фестона, кДж/ м³

Q_{IIII} - кол-во тепла воспринятого поверхностью второй ступени пароперегревателя, кДж/ м³

Q_{IIII} - кол-во тепла воспринятого поверхностью первой ступени пароперегревателя, кДж/ м³

$Q_{ВЭкII}$ - кол-во тепла воспринятого поверхностью второй ступени водяного экономайзера, кДж/ м³

$Q_{ВЭкI}$ - кол-во тепла воспринятого поверхностью первой ступени водяного экономайзера, кДж/ м³

$Q_{ВIII}$ - кол-во тепла воспринятого поверхностью второй ступени воздухоподогревателя, кДж/ м³

$Q_{ВIII}$ - кол-во тепла воспринятого поверхностью первой ступени воздухоподогревателя, кДж/ м³

q_4 - потери тепла от механического недожога топлива, %

Рассчитываем невязку теплового расчета

$$|\Delta Q| = 5875 \cdot \frac{90,6}{100} - (2560,97 + 278 + 649 + 607 + 383 + 429 + 139 + 333) \times$$
$$\times \left(1 - \frac{0}{100}\right) = |-56,22| = 56,22, \text{ кДж/м}^3$$

$$\delta Q = \frac{|\Delta Q|}{Q_p} \cdot 100\% = \frac{56,22}{5875} \cdot 100\% = 0,95\% \quad (231)$$

Так как $\delta Q < 1$ считаем расчет завершенным.

Сводим данные теплового расчета котельного агрегата в таблицу Б.6.

Таблица Б.6. – Сводная таблица теплового расчета котельного агрегата

Наименование	Обозначение	Размерность	Величина
			Нагрузка 140 т/ч
Теоретический объем воздуха.	V_B^0	м ³ /м ³	1,241
Теоретический объем трехатомных газов	$V_{RO_2}^0$	м ³ / м ³	0,283
Теоретический объем азота	$V_{N_2}^0$	м ³ / м ³	1,303
Теоретический объем водяных паров	$V_{H_2O}^0$	м ³ / м ³	0,347
Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки	α_T	-	1,04
Коэффициент присоса воздуха в топку	$\Delta\alpha_T$	-	0,1
Коэффициент присоса воздуха в фестон	$\Delta\alpha_\phi$	-	0
Коэффициент присоса воздуха в газоход пароперегревателя	$\Delta\alpha_{III}$	-	0,03
коэффициент присоса воздуха в газоход II ступени водяного экономайзера	$\Delta\alpha_{BЭкII}$	-	0,04
Коэффициент присоса воздуха в газоход I ступени водяного экономайзера	$\Delta\alpha_{BЭкI}$	-	0,04
Коэффициент присоса воздуха в газоход II ступени воздухоподогревателя	$\Delta\alpha_{BПII}$	-	0,06
Коэффициент присоса воздуха в газоход I ступени воздухоподогревателя	$\Delta\alpha_{BПИ}$	-	0,06

Продолжение таблицы Б.6.

Количество воздуха, подаваемое в топку, отнесенное к теоретически необходимому для сгорания топлива	β'_T	-	0,94
Потеря теплоты с уходящими газами	q_2	%	8,22
Потеря теплоты от химического недожога топлива	q_3	%	0,5
Потеря теплоты с механическим недожогом	q_4	%	0
Потеря теплоты от наружного охлаждения через внешние поверхности котла	q_5	%	0,681
Потеря с физической теплотой удаляемых шлаков	q_6	%	0
Температура выходящих газов	t_{yx}	°C	169
Энтальпия выходящих газов	I_{yx}	кДж/м ³	538,34
Коэффициент полезного действия котла	η_k	%	90,06
Расход непрерывной продувки	$D_{пр}$	кг/с	1,55
Расход топлива	B_p	м ³ /с	19,39
Коэффициент сохранения теплоты	φ	-	0,993
Температура дымовых газов на выходе из топки	t'_T	°C	1058
Коэффициент Бугера	Bu	-	0,647
Коэффициент тепловой эффективности экранов	ψ_{cp}	-	0,582

Продолжение таблицы Б.6.

Энтальпия теоретически необходимого воздуха после воздухоподогревателя	I_B^{0n}	кДж/м ³	239,8
Температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя	t_B^{0n}	°С	300
Энтальпия дымовых газов на выходе из топки	I_T^*	кДж/м ³	3318,2
Критерий Больцмана	Bo	-	0,236
Эффективное значение критерия Бугера	$B\tilde{u}$	-	0,818
Температура газов на выходе из топки	ϑ_T^*	°С	1059
Температура дымовых газов на выходе из фестона	ϑ_ϕ^*	°С	978
Коэффициент теплопередачи фестона	k	Вт/(м ² ·К)	84,7
Погрешность расчета фестона	δ	%	0,719
Температура дымовых газов на выходе из газохода второй ступени пароперегревателя	ϑ_{IIII}^*	°С	773,5
Средняя температура перегретого пара во второй ступени пароперегревателя	t_{IIII}	°С	705
Коэффициент теплопередачи второй ступени пароперегревателя	k	Вт/(м ² ·К)	58,1

Продолжение таблицы Б.6.

Погрешность расчета второй ступени пароперегревателя	δ	%	1,72
Температура дымовых газов на выходе из газохода первой ступени пароперегревателя.	ϑ_{III}^*	°C	590
Средняя температура перегретого пара в первой ступени пароперегревателя	t_{III}	°C	523,25
Коэффициент теплопередачи первой ступени пароперегревателя	k	Вт/(м ² ·К)	66
Погрешность расчета первой ступени пароперегревателя	δ	%	0,494
Температура дымовых газов на выходе из газохода второй ступени водяного экономайзера	$\vartheta_{ВЭкII}^*$	°C	460
Средняя температура воды во второй ступени водяного экономайзера	$t_{ВЭкII}$	°C	216,5
Коэффициент теплопередачи второй ступени водяного экономайзера	k	Вт/(м ² ·К)	59,2
Погрешность расчета второй ступени водяного экономайзера	δ	%	0,787
Температура дымовых газов на выходе из газохода первой ступени водяного экономайзера	$\vartheta_{ВЭкI}^*$	°C	317
Средняя температура воды в первой ступени водяного экономайзера	$t_{ВЭкI}$	°C	179,65
Коэффициент теплопередачи первой ступени водяного экономайзера	k	Вт/(м ² ·К)	58,1
Погрешность расчета первой ступени водяного экономайзера	δ	%	0,466
Температура дымовых газов на выходе из газохода второй ступени воздухоподогревателя	$\vartheta_{ВПШ}^*$	°C	268

Продолжение таблицы Б.6.

Средняя температура горячего воздуха во второй ступени воздухоподогревателя	$t_{вII}$	°C	245
Коэффициент теплопередачи второй ступени воздухоподогревателя	k	Вт/(м ² ·К)	22,75
Погрешность расчета второй ступени воздухоподогревателя	δ	%	1,44
Температура дымовых газов на выходе из газохода первой ступени воздухоподогревателя	$\vartheta_{вII}^*$	°C	160
Средняя температура горячего воздуха в первой ступени воздухоподогревателя	$t_{вI}$	°C	110
Коэффициент теплопередачи первой ступени воздухоподогревателя	k	Вт/(м ² ·К)	20,83
Погрешность расчета первой ступени воздухоподогревателя	δ	%	1,8
Невязка теплового расчета котлоагрегата	δQ	%	0,95