

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический институт
Тепловые электрические станции

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

_____ Е.А. Бойко
подпись инициалы, фамилия
« ____ » _____ 20 __ г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – «Теплоэнергетика и теплотехника»

код – наименование направления

Проект расширения Красноярской ТЭЦ-3. Часть 1.

тема

Руководитель	_____	<u>профессор, д.т.н.</u>	<u>Е.А. Бойко</u>
	подпись, дата	должность, ученая степень	инициалы, фамилия
Выпускник	_____		<u>С.Ю. Евгеньев</u>
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Тех. контроль	_____		<u>Е.А. Бойко</u>
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Нормоконтролер	_____		<u>П.В. Шишмарев</u>
	подпись, дата		инициалы, фамилия

Красноярск 2021

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический институт
Тепловые электрические станции

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

_____ Е.А. Бойко
подпись инициалы, фамилия
« ____ » _____ 20__ г.

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

Студенту Евгеньеву Сергею Юрьевичу

фамилия, имя, отчество

Группа ЗФЭ16-01Б Направление (специальность) 13.03.01

номер

код

Теплоэнергетика и теплотехника

наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект расширения

Красноярской ТЭЦ-3. Часть 1.

Утверждена приказом по университету № 19422/ от 28 декабря 2020

Руководитель ВКР Е.А. Бойко, профессор кафедры ТЭС

инициалы, фамилия, должность, ученое звание и место работы

Исходные данные для ВКР Объект расширения - Красноярская ТЭЦ-3,

электрическая нагрузка 168 МВт, тепловая нагрузка 263,69 Гкал/ч.

Перечень разделов ВКР Вводная часть, экономическая часть, расчетная

часть, общая часть, охрана окружающей среды,

Перечень графического материала _____

Лист 1 Генеральный план

Лист 2 Принципиальная тепловая схема проектируемого блока

Лист 3 Разрез главного корпуса

Лист 4 Продольный разрез парового котла

Лист 5 Поперечный разрез парового котла

Руководитель ВКР

подпись

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

Задание принял к исполнению

подпись, инициалы и фамилия студента

С.Ю. Евгеньев

«__» _____ 2021 г.

РЕФЕРАТ

Бакалаврская работа по теме «Проект расширения Красноярской ТЭЦ-3. Часть 1» выполнен на 5 листах графической части и 112 страницах расчетно-пояснительной записки.

Ключевые слова: КОТЕЛ С КОЛЬЦЕВОЙ ТОПКОЙ, ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, СТАНЦИЯ, ТУРБИНА, ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ.

В данной бакалаврской работе представлен проект расширения Красноярской ТЭЦ-3.

Целью расширения Красноярской ТЭЦ-3 является создание резерва тепловой мощности для перспективы развития города Красноярска после 2033г.

В результате проведения расчетов определен оптимальный и выгодный вариант расширения Красноярской ТЭЦ-3. Спроектирован паровой котел с кольцевой топкой объемного охлаждения. Выбрано современное вспомогательное оборудование.

Полученные результаты расчётов показали техническую и экономическую привлекательность рассматриваемого варианта проекта расширения.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 Экономическая часть	7
1.1 Расчёт капитальных вложений	7
1.2 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией.....	8
1.3 Расчёт затрат на топливо	8
1.4 Расходы на оплату труда	9
1.5 Амортизационные отчисления.....	9
1.6 Расходы на ремонт основных средств.....	10
1.7 Прочие расходы.....	10
1.8 Расчёт себестоимости единицы тепловой и электрической энергии.....	10
1.9 Оценка экономической эффективности капитальных вложений	12
2 Расчетная часть.....	15
2.1 Расчет тепловой схемы	15
2.1.1 Описание тепловой схемы и подготовка данных к расчёту	15
2.1.2 Расчёт установки по подогреву сетевой воды	17
2.1.3 Построение процесса расширения пара на i-s диаграмме	19
2.1.4 Определение параметров по элементам схемы	23
2.1.5 Определение предварительного расхода пара на турбину.....	24
2.1.6 Баланс пара и конденсата.....	25
2.1.7 Расчёт регенеративной схемы	26
2.1.7.1 Расчёт сепараторов непрерывной продувки	26
2.1.7.2 Расчёт регенеративной схемы ПВД.....	27
2.1.7.3 Расчёт деаэратора.....	29
2.1.7.4 Расчёт регенеративной схемы ПНД.....	30
2.2 Тепловой расчет парового котла	32
2.2.1 Расчетные характеристики заданного топлива.....	32
2.2.2 Выбор типа шлакоудаления.....	32
2.2.3 Выбор температуры горячего воздуха.....	32
2.2.4 Выбор компоновки поверхностей нагрева.....	32
2.2.5 Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки и присосы воздуха по отдельным частям газохода	33
2.2.6 Объемы и энтальпия воздуха и продуктов сгорания	34
2.2.6.1 Объемы теоретического количества воздуха и продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1$	34
2.2.6.2 Действительные объемы продуктов сгорания по газоходам при коэффициенте избытка воздуха больше единицы.....	35
2.2.6.3 Энтальпия продуктов сгорания по газоходам	36
2.2.7 Тепловой баланс, коэффициент полезного действия и расход топлива котельного агрегата.....	38
2.2.8 Расчет топки	40
2.2.8.1 Конструктивные и тепловые характеристики кольцевой топки.....	40
2.2.8.2 Расчет теплообмена в кольцевой топке	42

2.2.8.3 Расчет теплообмена в центральной топке	47
2.2.9 Расчет радиационных пароперегревателей	48
2.2.10 Расчет ширмового пароперегревателя	50
2.2.11 Расчет конвективного пароперегревателя	59
2.2.12 Расчет воздухоподогревателя	60
2.2.13 Расчет водяного экономайзера	65
2.2.14 Составление прямого баланса котла	67
2.3 Выбор и расчет систем пылеприготовления, углеразмольных и горелочных устройств	68
2.3.1 Тепловой расчет сушильно-мельничной системы	68
2.3.1.1 Выбор сушильного агента и его температуры	68
2.3.1.2 Предварительный выбор размольного устройства и схемы пылеприготовления	68
2.3.1.3 Тепловой баланс сушильно-мельничной системы	69
2.3.1.4 Пересчет производительности углеразмольных мельниц на другое топливо	70
2.3.1.5 Выбор размольного устройства	71
2.3.2 Расчет горелочных устройств	71
2.3.2.1 Выбор типоразмера горелочных устройств	71
2.3.2.2 Расчет проходных сечений	72
2.3.2.3 Определение конструктивных размеров щелевых прямоточных горелок	73
2.4 Аэродинамический расчет газового и воздушного тракта парового котла	74
2.4.1 Расчет газового тракта	74
2.4.1.1 Расчет сопротивлений газового тракта	74
2.4.1.2 Расчет самотяги	75
2.4.1.3 Расчет перепада полных давлений по газовому тракту	75
2.4.1.4 Выбор типоразмера дымососа	76
2.4.2 Расчет воздушного тракта	78
2.4.2.1 Расчет сопротивлений воздушного тракта	78
2.4.2.2 Расчет самотяги	78
2.4.2.3 Перепад полных давлений по тракту	79
2.4.2.4 Выбор типоразмера дутьевого вентилятора. Определение его производительности, напора и мощности привода	80
2.5 Расчет естественной циркуляции в контуре котла	81
2.5.1 Конструктивные данные к расчету	83
2.5.2 Сводные данные из теплового расчета котла, подсчет исходных величин	85
2.5.3 Расчет циркуляционного контура	86
2.5.4 Проверка возможности застоя циркуляции, и опрокидывания	90
2.6 Краткое описание проектируемого котла	91
2.7 Сводные данные проектируемого котла	95

2.8	Расчёт технико-экономических показателей работы станции	96
2.9	Выбор вспомогательного оборудования	98
2.9.1	Выбор питательных насосов.....	98
2.9.2	Выбор конденсатных насосов.....	101
2.9.3	Градирня	102
2.9.4	Выбор циркуляционных насосов	102
2.9.5	Выбор сетевых насосов	104
2.9.6	Регенеративные подогреватели	104
2.9.7	Деаэратор	105
2.9.8	Сетевые подогреватели	105
2.9.9	Необходимая производительность топливоподачи.....	105
2.9.10	Угольный склад.....	105
2.9.11	Вагонопрокидыватель	106
2.9.12	Ленточные конвейера	106
3	Охрана окружающей среды	107
3.1	Расчет выбросов вредных веществ в атмосферу	107
3.2	Расчет высоты дымовой трубы.....	108
3.3	Расчет наполняемости золоотвала	109
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	110
	СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ.....	111
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	112

ВВЕДЕНИЕ

В соответствии с требованиями ФЗ № 190 «О теплоснабжении» и Постановления Правительства РФ № 154 «О требованиях к схемам теплоснабжения, порядку их разработки и утверждения», в городе Красноярске разработана схема теплоснабжения до 2033г.

В настоящее время увеличивается доля централизованного теплоснабжения города. Тенденция к увеличению централизации выработки тепла объясняется тем, что застройщики жилья, социальных объектов, объектов торговли и прочие стараются подключиться к уже существующим теплоисточникам. Увеличивается тепловая нагрузка в основном на энергоисточники с комбинированной выработкой тепла и электрической энергии (ТЭЦ). В тоже время снижается доля отпускаемого тепла от существующих неэффективных котельных, а также электро-котельных обладающих низкой экономической эффективностью. Помимо низкой эффективности угольные котельные наносят вред окружающей среде.

Тепловая нагрузка закрываемых угольных и электро-котельных и переключается на Красноярские ТЭЦ.

Одним из базовых источников с комбинированной выработкой тепла и электроэнергии в г. Красноярске является ТЭЦ-3.

Красноярская ТЭЦ-3, единственная в городе ТЭЦ, расположенная на левом берегу Енисея. Она отапливает промышленные предприятия и жилой сектор Советского района Красноярска, а также жилые массивы «Северный», «Покровский» и «Иннокентьевский» и имеет возможность расширения.

Советский район стремительно расширяется, опережая перспективы своего развития. На долю двух входящих в его состав микрорайонов — Взлетки и Северного — приходится основной объем продаваемого в городе жилья.

Этот фактор является так же основополагающим для расширения Красноярской ТЭЦ-3 с целью увеличения тепловой мощности.

В данный момент ведется строительство 2го энергоблока Красноярской ТЭЦ-3 по завершении которого дефицит тепловой энергии 217,5 Гкал/ч будет покрыт к 2025г. Однако также возможно и дальнейшее расширение Красноярской ТЭЦ-3 с целью создания резерва и покрытия перспективных тепловых нагрузок до 2040г.

Монтаж на станции 3го энергоблока с турбиной Т-185/220-12,8-2 с промежуточным перегревом пара и проектируемым котлом с кольцевой топкой Е-670-13,8-545БТ позволит увеличить располагаемую электрическую и тепловую мощность станции и создать резерв тепловой нагрузки в городе Красноярске 264 Гкал/ч.

Рассмотренные в данной работе технические предложения являются попыткой найти наиболее рациональное решение, сочетающее требования энергетической и экологической эффективности станции с надежностью и экономичностью оборудования.

1 Экономическая часть

В данном разделе будут рассчитаны капитальные вложения, эксплуатационные затраты, а также себестоимость отпускаемой со станции энергии, сформирована оценка экономической эффективности капитальных вложений и срок окупаемости проекта. Срок окупаемости – это период, начиная с которого первоначальные капитальные вложения покрываются доходами.

На станцию предлагается установить одну турбину Т-185/220-12.8-2 и котельный агрегат Еп-670-13,8-545 с кольцевой топкой объемного охлаждения.

Таблица 1.1 – Исходные данные для расчета

Наименование показателя	Значение показателя
Вид топлива	Бородинский бурый уголь 2БР
Число часов работы проектируемого энергоблока, час/год:	7 100
Установленная электрическая мощность, МВт	185
Тепловые нагрузки проектируемого блока, Гкал/час	263,69
Тепловые нагрузки ПВК, Гкал/час	222,31
Отпуск тепловой энергии с коллекторов, Гкал/час	486
Число часов использования максимума тепловой нагрузки в горячей воде (отопительный период), час/год:	4 500
Электрическая нагрузка потребителей в отопительный период, МВт	159,6
Число часов использования электрической нагрузки потребителей вне отопительного периода, час/год	2 600
Электрическая нагрузка потребителей вне отопительного периода, МВт	185
Коэффициент полезного действия котла, %	92,184
Коэффициент учитывающий регион размещения, d_i	1,6
Штатный коэффициент, n_y	1,2
Коэффициент удорожания капитальных затрат в ценах текущего года. $k_{уд}$	189,84
Цена 1 тонны условного топлива, руб	1 718
Тариф отпуска электрической энергии с шин станции, руб/кВт*ч	1,68
Тариф отпуска тепловой энергии с коллекторов станции, руб/Гкал	1 472,08

1.1 Расчёт капитальных вложений

Разовые капитальные вложения определяются по опыту выполненных проектов подобных ТЭЦ в России [1], руб.:

$$K = K_{бл} \cdot d_i \cdot k_{уд} = 60\,655\,269 \cdot 1,6 \cdot 189,84 = 18\,423\,474\,283 \quad (1)$$

где $k_{уд}$ – коэффициент удорожания в ценах текущего года;

d_i – Коэффициент учитывающий регион размещения

1.2 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией

Расходы на эксплуатацию, млн руб./год:

$$U = Z_{\text{топ}} + U_{\text{зп}} + U_a + U_{\text{тр}} + U_{\text{пр}} \quad (2)$$

где $Z_{\text{топ}}$ – затраты на топливо;

$U_{\text{зп}}$ – расходы на оплату труда;

U_a – амортизация основных производственных средств;

$U_{\text{тр}}$ – расходы на ремонт основных средств;

$U_{\text{пр}}$ – прочие расходы.

1.3 Расчёт затрат на топливо

Удельные расходы топлива рассчитаны в разделе 2 и составляют:

- на выработку электроэнергии в отопительный период 0,239 кг/(кВт·ч);
- на выработку тепловой энергии в отопительный период 134,71 кг/ГКал;
- на выработку электроэнергии вне отопит. периода 0,315 кг/(кВт·ч).

Выработка электроэнергии проектируемым энергоблоком, МВт/ч за 1 год:

$$W = N_{\text{отоп}} \cdot T_{\text{отоп}} + N_{\text{лето}} \cdot T_{\text{лето}} \quad (3)$$

где $N_{\text{отоп}}$ – эл. мощность проектируемого энергоблока в отоп. период, МВт;

$T_{\text{отоп}}$ – число часов использования $N_{\text{отоп}}$, ч;

$N_{\text{лето}}$ – эл. мощность проектируемого энергоблока вне отоп. периода, МВт;

$T_{\text{лето}}$ – число часов использования $N_{\text{лето}}$, ч.

$$W = 168 \cdot 4500 + 185 \cdot 2600 = 1\,237\,000$$

Годовое производство тепла на ТЭЦ по горячей воде, тыс. Гкал,

$$Q_{\text{ГВ}} = N_{\text{ГВ}} \cdot T_{\text{ГВ}} \quad (4)$$

где $N_{\text{ГВ}}$ – отпуск тепловой энергии с коллекторов, Гкал/час;

$T_{\text{ГВ}}$ – число часов использования максимума тепловой нагрузки, час/год

$$Q_{\text{ГВ}} = 486 \cdot 4500 = 2\,218\,500$$

Топливная составляющая затрат, руб./год:

$$Z_{\text{топ}} = V_{\text{год}} \cdot \zeta_{\text{топ}} \quad (5)$$

где $V_{\text{год}}$ – годовой расход топлива, тыс. т у.т./год;
 $\zeta_{\text{топ}}$ принята равной 1 718 руб./т у.т.

Расход топлива на ТЭЦ в отопительный период складывается из расхода топлива на производство тепловой энергии V_T и на производство электроэнергии $V_э$, т у.т.,

$$V_{\text{отоп}} = (V_T + V_э) \cdot T = (18,186 + 10,599) \cdot 3,6 \cdot 4500 = 466\,317 \quad (6)$$

Расход топлива на ТЭЦ вне отопительного периода складывается из расхода топлива на производство электроэнергии $V_э$, т у.т.,

$$V_{\text{лето}} = V_э \cdot T = (18,186 + 10,599) \cdot 3,6 \cdot 2600 = 143\,889 \quad (7)$$

$$V_{\text{год}} = V_{\text{отоп}} + V_{\text{лето}} = 466\,317 + 143\,889 = 610\,206 \quad (8)$$

$$Z_{\text{топ}} = 610206 \cdot 1718 = 1\,048\,334\,609$$

1.4 Расходы на оплату труда

Для приближённых расчётов заработной платы по станции можно использовать формулу, руб./год [1]

$$U_{\text{зп}} = N_y \cdot n_y \cdot \Phi_{\text{зп}} \quad (9)$$

где n_y – штатный коэффициент [1];
 $\Phi_{\text{зп}}$ – средняя зарплата одного работника за год [1];

$$U_{\text{зп}} = 185 \cdot 1,2 \cdot 525206 = 116\,595\,732$$

1.5 Амортизационные отчисления

Размер амортизационных отчислений, руб./год:

$$U_a = K \cdot H_a, \quad (10)$$

где H_a – средняя норма амортизации станции [1];

$$U_a = 18\,423\,674\,283 \cdot 0,067 = 1\,234\,386\,177.$$

1.6 Расходы на ремонт основных средств

Расходы по ремонту, руб./год, принимаются равными 20% амортизационных отчислений [1].

$$U_{тр} = 1\,234\,386\,177 \cdot 0,2 = 246\,877\,235 \quad (11)$$

1.7 Прочие расходы

К прочим расходам относятся:

- общецеховые и общестанционные расходы;
- расходы по охране труда и техники безопасности;
- налоги и сборы;
- плата за землю
- и др.

Их величина принимается 20 – 30 % от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату, руб./год [1]:

$$U_{пр} = 0,2 \cdot (U_a + U_{тр} + U_{зп}), \quad (12)$$

$$U_{пр} = 0,2 \cdot (1\,234\,386\,177 + 246\,877\,235 + 116\,595\,732) = 319\,571\,829$$

Эксплуатационные расходы составят, млн руб./год:

$$U_э = 1048,3 + 1234,3 + 116,6 + 246,82 + 319,57 = 2\,965,76$$

1.8 Расчёт себестоимости единицы тепловой и электрической энергии

Годовой отпуск энергии с шин станции, МВт ч:

$$W_{отп} = W \cdot (1 - a_{сн}), \quad (13)$$

где $a_{сн}$ – коэффициент расхода электроэнергии на собственные нужды станции [1].

$$W_{отп} = 1\,237\,000 \cdot (1 - 0,05) = 1\,175\,150.$$

Для расчёта себестоимости единицы тепло и электроэнергии необходимо распределить эксплуатационные расходы проектируемой станции на топливный и котельный цеха, турбинный и на общестанционные расходы, и по видам отпускаемой энергии.

Топливные затраты полностью относят на ТТЦ и КЦ. Амортизационные затраты распределяются следующим образом: 50% на ТТЦ и КЦ, 45% на ТЦ, 5% на общие расходы. Затраты на заработную плату распределяются: 35% КЦ, 35% ТЦ, 30% общестанционные расходы. Затраты на ремонт распределяются: 50% на ТТЦ и КЦ, 45% на ТЦ, 5% на общие расходы. Прочие расходы целиком относятся к общестанционным расходам. Распределение затрат приведено в таблице 1.2 млн руб.

Таблица 1.2 – Распределение затрат на цеха и общие расходы

Наименование	Ут	Уам	Узп	Утр	Упр	Всего затрат
ТТЦ и КЦ	1048,3	617,19	58,29	86,40		1810,23
ТЦ и ЭЦ		555,47	52,46	86,40		694,34
Общ. Расх		61,72	5,83	74,06	319,57	461,18
Всего поТЭЦ	1048,3	1234,4	116,59	246,87	319,57	2965,76

Затраты распределяются на два вида энергии по физическому методу, т.е. пропорционально расходу топлива, млн руб.:

$$Z_{\text{ТТЦ}}^{\text{э/э}} = Z_{\text{ТТЦ}} \cdot \frac{B_{\text{э}}}{(B_{\text{э}}+B_{\text{т}})} = 1810,23 \cdot \frac{171704}{171704+294613} = 666,55 \quad (14)$$

$$Z_{\text{ТТЦ}}^{\text{т/э}} = Z_{\text{ТТЦ}} - Z_{\text{ТТЦ}}^{\text{э/э}} = 1810,23 - 666,55 = 1,143 \quad (15)$$

По ТЦ и ЭЦ затраты целиком относятся к затратам на выработку электроэнергии, млн руб.:

$$Z_{\text{ТЦ}}^{\text{э/э}} = Z_{\text{ТЦ}} = 694,35 \quad (16)$$

$$Z_{\text{ТЦ}}^{\text{т/э}} = 0 \quad (17)$$

Общестанционные расходы распределяются следующим образом, млн руб.:

$$Z_{\text{общ}}^{\text{ээ}} = Z_{\text{общ}} \cdot \frac{Z_{\text{ТТЦ}}^{\text{ээ}}+Z_{\text{ТЦ}}^{\text{ээ}}}{Z_{\text{ТТЦ}}^{\text{ээ}}+Z_{\text{ТЦ}}^{\text{ээ}}} = 461,184 \cdot \frac{666,55+694,35}{1810,23+694,35} = 250,59 \quad (18)$$

$$Z_{\text{общ}}^{\text{тэ}} = Z_{\text{общ}} - Z_{\text{общ}}^{\text{ээ}} = 461,184 - 250,59 = 210,59 \quad (19)$$

Распределение затрат по видам энергии приведено в таблице 1.3:

Таблица 1.3 – Распределение затрат по видам энергии

Наименование	э/э	т/э
ТТЦ и КЦ	666,55	1 143,68
ТЦ и ЭЦ	694,34	
Общие расходы	250,59	210,59
Всего по ТЭЦ	1 611,49	1354,27

Расчет себестоимости выполняется следующим образом:
Себестоимость отпущенной электроэнергии, руб./кВт·ч:

$$C_{э/э} = \frac{Z_{ТЭЦ}^{э/э}}{W_{отп}} = \frac{1611,49}{1175150} = 1,3713 \quad (20)$$

Себестоимость отпущенной тепловой энергии, руб./Гкал:

$$Z_{Т/э} = \frac{Z_{ТТЦ}^{т/э}}{Q_{ГВ}} = \frac{1354,27}{2218500} = 610,45 \quad (21)$$

1.9 Оценка экономической эффективности капитальных вложений

Доход от основной деятельности, руб./год:

$$D = (T^{э/э} - C^{э/э}) \cdot W_{отп} , \quad (22)$$

где $C_{э/э}$ – себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт ч;
 $T^{э/э}$ – тариф на отпущенную энергию руб./кВт ч

Налогооблагаемая прибыль, млн руб./год:

$$НОП_{(t)} = D_{(t)} - Н_{им(t)}. \quad (23)$$

Налог на прибыль, млн руб./год:

$$Н_{пр(t)} = 20\% \cdot НОП_{(t)} \quad (24)$$

Чистая прибыль, млн руб./год:

$$ЧП_{(t)} = НОП_{(t)} - Н_{пр(t)}. \quad (25)$$

где $НОП_{(t)}$ – налогооблагаемая прибыль, млн руб./год;
 $Н_{пр(t)}$ – чистая прибыль, млн руб./год.

Далее в 0 год переносим значение капитальных вложений К.

Чистый денежный поток, млн руб./год:

$$\text{ЧДП}_{(t)} = \text{ЧП}_{(t)} + A_t. \quad (26)$$

где A_t – амортизационные отчисления;

$\text{ЧП}_{(t)}$ – чистая прибыль.

Чистый денежный поток нарастающим итогом, млн руб./год:

$$\text{ЧДПНИ}_{(t)} = \text{ЧДПНИ}_{(t-1)} + \text{ЧДП}_{(t)}. \quad (27)$$

Дисконтированный денежный поток, млн руб./год:

$$\text{ДДП}_{(t)} = \frac{\text{ЧДП}_{(t)}}{(1+r)^{t'}} \quad (28)$$

где r – норма дисконта, принимаем равной 10% [1];

ЧДП - чистый денежный поток.

Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом, млн руб./год:

$$\text{ДДПНИ}_{(t)} = \text{ДДПНИ}_{(t-1)} + \text{ДДП}_{(t)}. \quad (29)$$

Для определения простого срока окупаемости (РР) используем данные ЧДП (чистого денежного потока) и ЧДПНИ (чистого денежного потока нарастающим итогом).

Для определения дисконтированного срока окупаемости (DPP) используем данные ДДП (дисконтированного денежного потока) и ДДПНИ (дисконтированного денежного потока нарастающим итогом).

Жизненный цикл проекта составляет 15 лет.

Результаты расчетов показателей экономической эффективности сводим в таблицу 1.4.

Таблица 1.4 – Оценка экономической эффективности капитальных вложений

Показатели	Расчетный период															
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Денежный поток от инвестиционной деятельности	- 18 423,67															
Выручка от реализации		5 240,06	5 240,06	5 240,06	5 240,06	5 240,06	5 240,06	5 240,06	5 240,06	5 240,06	5 240,06	5 240,06	5 240,06	5 240,06	5 240,06	5 240,06
Полная себестоимость		2 965,77	2 965,77	2 965,77	2 965,77	2 965,77	2 965,77	2 965,77	2 965,77	2 965,77	2 965,77	2 965,77	2 965,77	2 965,77	2 965,77	2 965,77
Амортизационные отчисления		1 234,39	1 234,39	1 234,39	1 234,39	1 234,39	1 234,39	1 234,39	1 234,39	1 234,39	1 234,39	1 234,39	1 234,39	1 234,39	1 234,39	1 234,39
Налогооблагаемая прибыль (Доход от основной деятельности)		2 274,30	2 274,30	2 274,30	2 274,30	2 274,30	2 274,30	2 274,30	2 274,30	2 274,30	2 274,30	2 274,30	2 274,30	2 274,30	2 274,30	2 274,30
Налог на прибыль		454,86	454,86	454,86	454,86	454,86	454,86	454,86	454,86	454,86	454,86	454,86	454,86	454,86	454,86	454,86
Чистая прибыль		1 819,44	1 819,44	1 819,44	1 819,44	1 819,44	1 819,44	1 819,44	1 819,44	1 819,44	1 819,44	1 819,44	1 819,44	1 819,44	1 819,44	1 819,44
Денежный поток от основной деятельности		3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82
Чистый денежный поток	- 18 423,67	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82	3 053,82
Чистый денежный поток нарастающим итогом ЧДПНИ	- 18 423,67	- 15 369,85	- 12 316,03	- 9 262,21	- 6 208,38	- 3 154,56	- 100,74	2 953,09	6 006,91	9 060,73	12 114,55	15 168,38	18 222,20	21 276,02	24 329,85	27 383,67
Дисконтированный денежный поток ДДП	- 18 423,67	2 776,20	2 523,82	2 294,38	2 085,80	1 896,18	1 723,80	1 567,09	1 424,63	1 295,12	1 177,38	1 070,35	973,04	884,58	804,17	731,06
Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом ДДПНИ	- 18 423,67	- 15 647,47	- 13 123,65	- 10 829,27	- 8 743,47	- 6 847,28	- 5 123,48	- 3 556,39	- 2 131,75	- 836,64	340,75	1 411,09	2 384,13	3 268,72	4 072,88	4 803,95

По результатам расчета на 10-й год эксплуатации ДДПНИ становится больше нуля, и все затраты по проекту окупаются доходами.

2 Расчетная часть

2.1 Расчет тепловой схемы

2.1.1 Описание тепловой схемы и подготовка данных к расчёту

Принципиальная тепловая схема с турбиной Т-185/220-12,8-2 производства ОАО «Силовые машины» (Ленинградский металлический завод) представлена на рисунке 2.1, из которого следует, что отпуск тепла осуществляется из двух теплофикационных регулируемых отборов. Отборный пар поступает на две сетевые подогревательные установки, включённые последовательно. Отборный пара, конденсируясь сливается в линию основного конденсата после ПНД-1 и ПНД-2.

Система регенерации состоит из трех подогревателей низкого давления, деаэратора и трёх подогревателей высокого давления. Слив конденсата из подогревателей высокого давления (ПВД) – каскадный в деаэратор. Слив конденсата из подогревателя низкого давления ПНД-3 – в корпус ПНД-2. Слив конденсата из ПНД-2 в сборник конденсата подогревателя сетевого горизонтального ПСГ-2, слив конденсата из ПНД-1 выполнен аналогично, далее конденсатными насосами конденсат откачивается в линию основного конденсата. В схеме используется котёл барабанного типа, непрерывная продувка котла направляется в двухступенчатый расширитель. Для уменьшения тепловых потерь с продувочной водой используется поверхностный подогреватель химически очищенной воды (ПХОВ) из химводоочиски. Из расширителя I ступени выпар направляется в деаэратор, из расширителя II ступени – в ПНД-1

Пар из уплотнений поступает в сальниковый подогреватель – охладитель уплотнений (ОУ).

Восполнение потерь конденсата химически очищенной водой осуществляется в конденсатор турбины.

По заводским данным для турбины Т-185/220-12,8-2 основные данные приведены в таблице 2.1:

Таблица 2.1 – Основные параметры Т-185/220-12,8-2

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Электрическая мощность номинальная, МВт	W_n	185
Электрическая мощность максимальная, МВт	W_m	220
Начальное давление острого пара, МПа	P_0	12,8
Начальная температура острого пара, °С	t_0	540
Максимальная Тепловая мощность отопительных отборов, Гкал/ч	$Q_{от}$	289
Конечное давление, МПа	P_k	0,0036
Число отборов пара на регенерацию		7

Давление в отборах:

- $P_{от1} = 4,16$ МПа;
- $P_{от2} = 2,71$ МПа;
- $P_{от3} = 1,29$ МПа;
- $P_{от4} = 0,68$ МПа;
- $P_{от5} = 0,32$ МПа;
- $P_{от6} = 0,2$ МПа;
- $P_{от7} = 0,095$ МПа.

Расчетные значения внутреннего относительного КПД по отсекам:

$$\eta_{0i}^{ЦВД} = 0,845; \quad \eta_{0i}^{ЦСД} = 0,882; \quad \eta_{0i}^{ЦНД} = 0,876;$$

КПД дросселирования по отсекам:

$$\eta_{др}^{ЦВД} = 0,949; \quad \eta_{др}^{ЦСД} = 0,95; \quad \eta_{др}^{ЦНД} = 0,97;$$

Основные данные для расчета:

- Электромеханический КПД: $\eta_{эм} = 0,98$;
- Расход продувочной воды: $\alpha_{прод} = 1\%$;
- Расход на собственные нужды машинного отделения $\alpha_{СН}^{МЗ} = 1,2\%$;
- Расход на собственные нужды в котельном отделении $\alpha_{СН}^{КО} = 1,2\%$;
- Внутростанционные потери конденсата $\alpha_{VT} = 1,1\%$;
- Нагрев воды в ОУ $\Delta t_{сн} = 7$ °С;
- КПД теплообменников поверхностного типа $\eta_{ТО} = 0,98$;
- Недогрев воды в подогревателях высокого давления $\vartheta_{пвд} = 2$ °С;
- Недогрев воды в подогревателях низкого давления $\vartheta_{пнд} = 4$ °С;
- Недогрев воды в сетевых подогревателях $\vartheta_{пст} = 5$ °С;
- Температурный график теплосети 150/70.

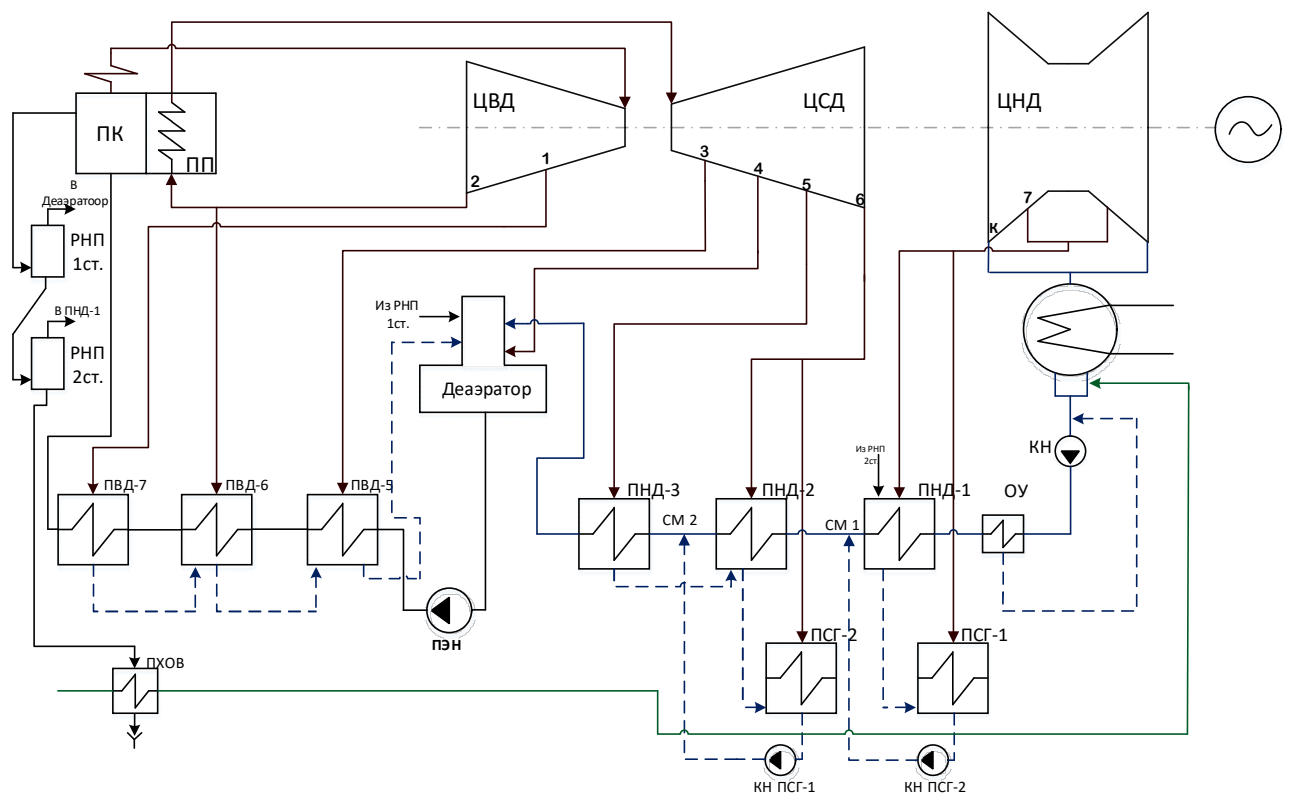


Рисунок 2.1 – Принципиальная тепловая схема турбины Т-185/220-12.8-2

2.1.2 Расчёт установки по подогреву сетевой воды

Расчётная схема подогрева сетевой воды представлена на рисунке 2.2:

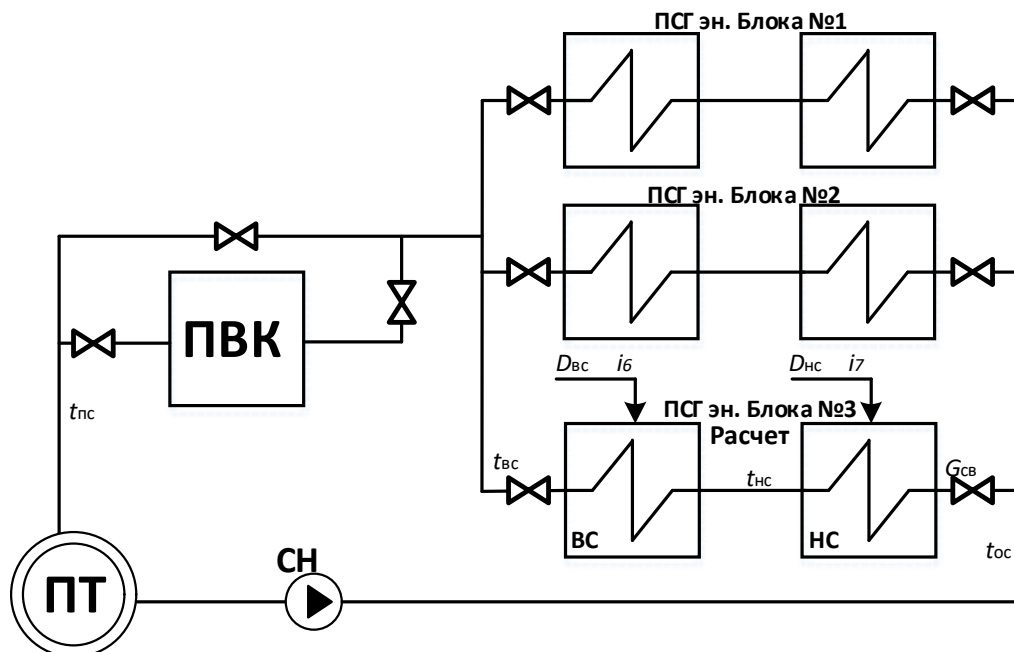


Рисунок 2.2 – Схема подогрева сетевой воды

Температуру сетевой воды за верхним сетевым подогревателем, возьмём исходя из максимального давления в 6-м отборе турбины, которое составляем 0,2 МПа, Давление пара у подогревателя из 6-го отбора турбины с учётом потери давления в трубопроводе, 5%, МПа:

$$P'_{\text{вс}} = P_6 \cdot 0,95 = 0,2 \cdot 0,95 = 0,1901. \quad (30)$$

Температура насыщения при данном давлении $t_{\text{вс}}^{\text{H}} = 118.61 \text{ }^{\circ}\text{C}$, энтальпия насыщения пара верхнего сетевого подогревателя, $\bar{t}_{\text{вс}}^{\text{H}} = 497.86 \text{ кДж/кг}$.

Принимая недогрев сетевой воды в верхнем сетевом подогревателе $\vartheta_{\text{псг}} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, найдем температуру сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{\text{вс}} = t_{\text{вс}}^{\text{H}} - \vartheta = 118,61 - 5 = 113,61. \quad (31)$$

Температуру сетевой воды после нижнего сетевого подогревателя возьмем из расчетного заводского режима, она составит $91,81 \text{ }^{\circ}\text{C}$,

$$t_{\text{нс}} = t_{\text{ос}} + \frac{t_{\text{вс}} - t_{\text{ос}}}{2} = 70 + \frac{113,61 - 70}{2} = 91,81. \quad (32)$$

Принимая недогрев сетевой воды в нижнем сетевом подогревателе $\vartheta_{\text{псг}} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, найдем температуру насыщения конденсирующего пара нижнего сетевого подогревателя, $^{\circ}\text{C}$,

$$t_{\text{нс}}^{\text{H}} = t_{\text{нс}} + \vartheta = 91,81 + 5 = 96,81. \quad (33)$$

Давление в корпусе нижнего сетевого подогревателя, $p'_{\text{нс}} = 118.61 \text{ МПа}$, энтальпия насыщения, конденсирующего пара нижнего сетевого подогревателя $\bar{t}_{\text{нс}} = 405.64 \text{ кДж/кг}$.

Давление пара в 7-м отборе турбины с учётом потери давления в трубопроводе, 5%, МПа

$$P_7 = P'_{\text{нс}} \cdot 0,95 = 0,0904 \cdot 0,95 = 0,0951. \quad (34)$$

Расход сетевой воды через сетевые подогреватели проектируемого блока, кг/с,

$$G_{\text{св}} = \frac{Q_{\text{от}}}{(i_{\text{вс}} - i_{\text{ос}})}, \quad (35)$$

где i_{bc}, i_{oc} – энтальпия сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя и обратной сетевой воды, соответственно;

$Q_{от}$ - отопительная нагрузка, приходящаяся на один из 3 блоков.

$$G_{св} = \frac{306667}{(478,124 - 294,791)} = 1669,644. \quad (36)$$

Преобразуя предыдущую формулу, найдём тепловую нагрузку блока при включении пикового водогрейного котла, кВт,

$$Q_{отПВК} = G_{св} (i_{пс} - i_{oc}) = 1669,644 (633,317 - 294,791) = 565218, \quad (37)$$

где $i_{пс}, i_{oc}$ – энтальпия прямой и обратной сетевой воды.

Находим $\alpha_{ТЭЦ}$ по формуле,

$$\alpha_{ТЭЦ} = \frac{Q_{от}}{Q_{отПВК}} = \frac{306667}{565218} = 0,54. \quad (38)$$

2.1.3 Построение процесса расширения пара на i - s диаграмме

Из характеристик турбины [2] имеем:

Начальные параметры пара перед стопорным клапаном:

Давление $P_0 = 12,8$ МПа

Температура $t_0 = 540$ °С

Находим на $i - S$ диаграмме (рис. 2.3) точку A'_0 . С учётом дросселирования пара в регулирующих клапанах органов ЦВД давление пара на входе в проточную часть, МПа, составляет:

$$P'_0 = P_0 \cdot \eta_{др}^{ЦВД} = 12,8 \cdot 0,949 = 12,472 \quad (39)$$

Теоретический процесс расширения пара от давления P'_0 до давления P_B , соответствующего давлению за ЦВД, изображается линией A_0B_0 . При действительном процессе расширения энтальпию пара в точке В, кДж/кг, можно определить как,

$$i_B = i_{A_0} - (i_{A_0} - i_{B_0}) \cdot \eta_{0i}^{ЦВД} = 3447,2 - (3447,2 - 3008,3) \cdot 0,845 = 3076,3, \quad (40)$$

где $i_{A_0} = 3447,2$ кДж/кг – энтальпия острого пара;

$i_{B0} = 3008,3$ кДж/кг – энтальпия пара в конце теоретического процесса расширения;

$\eta_{0i}^{ЦВД} = 0,845$ – внутренний относительный КПД цилиндра высокого давления.

Потери давления от дросселирования пара промежуточном пароперегревателе составляют 0,05%.

Потери давления от дросселирования пара в цилиндре среднего давления, точка С, МПа,

$$P_C = P_{C0} \cdot \eta_{др}^{ЦСД} = 2,58 \cdot 0,95 = 2,4516 \quad (41)$$

Энтальпия в точке D_0 , кДж/кг:

$$i_{D0} = i_C - (i_C - i_{D0}) \cdot \eta_{0i}^{ЦСД} = 3551,079 - (3551,079 - 2841,78) \cdot 0,882 = 2925,479, \quad (42)$$

где $i_C = 3551,079$ кДж/кг – энтальпия пара перед ЦСД,

$i_{D0} = 2841,78$ кДж/кг – теоретическая энтальпия пара за ЦСД;

$\eta_{0i}^{ЦСД} = 0,882$ – внутренний относительный КПД цилиндра среднего давления.

Потери давления от дросселирования пара в цилиндре низкого давления, точка D' , МПа,

$$P_{D'} = P_{D'р} \cdot \eta_{др}^{ЦНД} = 0,2 \cdot 0,97 = 0,1941, \quad (43)$$

где $\eta_{др}^{ЦНД} = 0,97$ – потери от дросселирования в цилиндре низкого давления.

Энтальпия в точке E_0 , кДж/кг:

$$i_E = i_{D'} - (i_{D'} - i_{E_0}) \cdot \eta_{0i}^{ЦНД} = 2925,479 - (2925,479 - 2287,091) \cdot 0,876 = 2366,251 \quad (44)$$

где $i_{D'} = 2925,479$ кДж/кг – энтальпия пара перед цилиндром низкого давления,
 $i_{E0} = 2287,091$ кДж/кг – теоретическая энтальпия пара за ЦНД при давлении в конденсаторе $P_K = 0,0036$ МПа;

$\eta_{0i}^{ЦНД} = 0,876$ – внутренний относительный КПД цилиндра низкого давления.

Используя значения давления в отборах, находим на $i - S$ диаграмме энтальпию пара в отборах.

Расход пара на верхний сетевой подогреватель (из уравнения теплового баланса), кг/с

$$D_{\text{BC}} = \frac{G_{\text{CB}} \cdot \Delta t_{\text{BC}} \cdot C_{\text{B}}}{(i_6 - \bar{t}_{\text{BC}}^{\text{H}}) \cdot \eta_{\text{II}}}, \quad (45)$$

где $\Delta t_{\text{BC}} = t_{\text{BC}} - t_{\text{HC}} = 118,61 - 96,81 = 21,805 \text{ } ^\circ\text{C}$ – разница температур «вход – выход» верхнего сетевого подогревателя

$$D_{\text{BC}} = \frac{1669,644 \cdot 21,8 \cdot 4,186}{(2925,48 - 497,862) \cdot 0,98} = 64,5$$

Расход пара на нижний сетевой подогреватель (из уравнения теплового баланса), кг/с

$$D_{\text{HC}} = \frac{G_{\text{CB}} \cdot \Delta t_{\text{HC}} \cdot C_{\text{B}}}{(i_7 - \bar{t}_{\text{HC}}^{\text{H}}) \cdot \eta_{\text{H}}}, \quad (46)$$

где $\Delta t_{\text{HC}} = t_{\text{HC}} - t_{\text{OC}} = 98,4 - 70,0 = 28,4 \text{ } ^\circ\text{C}$ – разница температур «вход – выход» нижнего сетевого подогревателя

$$D_{\text{HC}} = \frac{1669,644 \cdot 21,8 \cdot 4,186}{(2800,59 - 405,641) \cdot 0,98} = 65,04$$

Нагрузка верхнего сетевого подогревателя, кВт,

$$Q_{\text{BC}} = G_{\text{CB}} \cdot (t_{\text{BC}} - t_{\text{HC}}) \cdot C_{\text{B}} = 1669,644 \cdot (118,61 - 96,81) \cdot 4,186 = 153445,32. \quad (47)$$

Нагрузка нижнего сетевого подогревателя по (1.17), кВт,

$$Q_{\text{HC}} = G_{\text{CB}} \cdot (t_{\text{HC}} - t_{\text{OC}}) \cdot C_{\text{B}} = 1669,644 \cdot (96,81 - 70,0) \cdot 4,186 = 152655,58$$

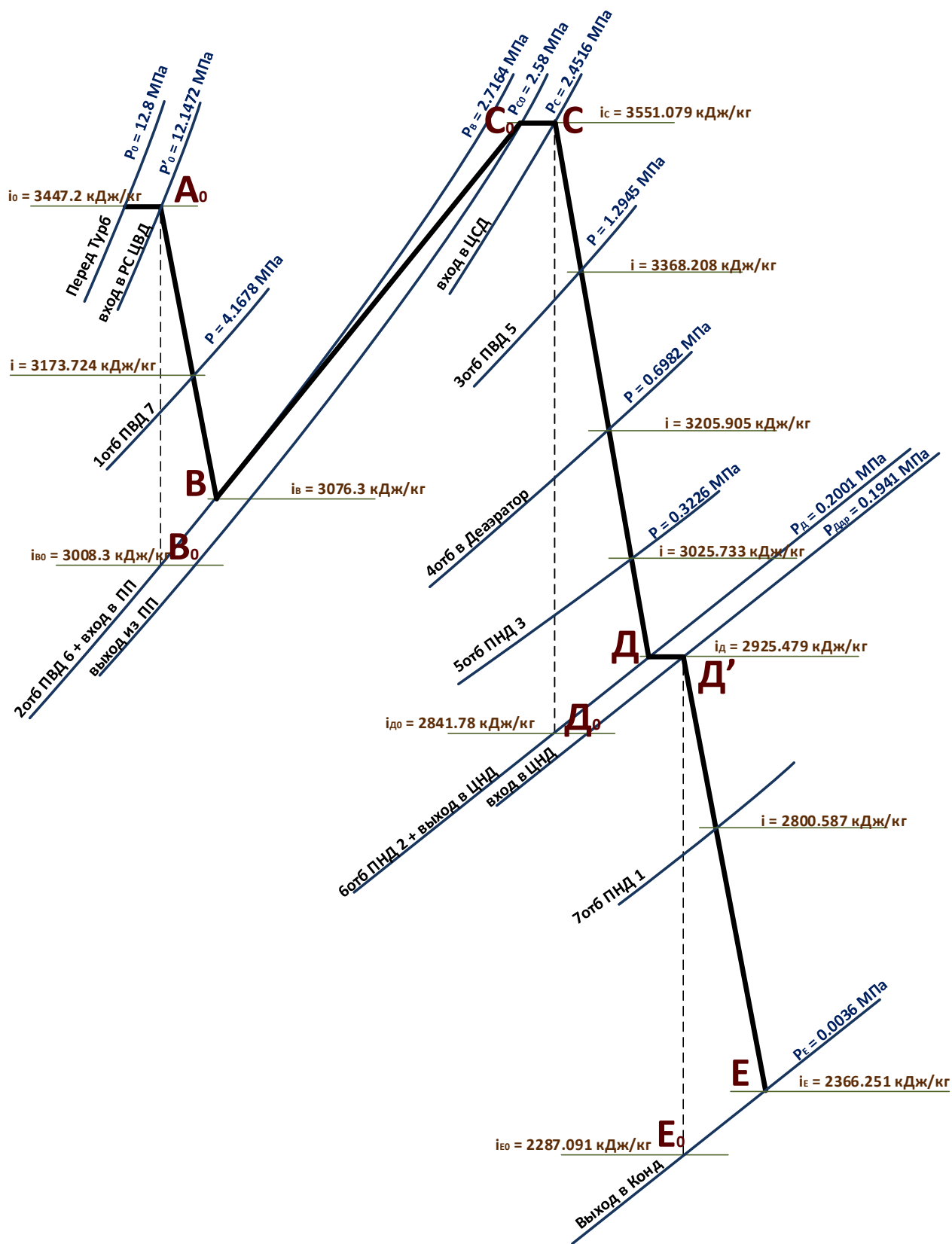


Рисунок 2.3 – Процесс расширения в турбине Т-185/220-12,8-2 в $i - S$ диаграмме

2.1.4 Определение параметров по элементам схемы

Подогреватель высокого давления (ПВД – 7). Давление пара в отборе 4,17 МПа. Принимая потерю давления в паропроводах на пути от отбора турбины до подогревателя 5%, находим давление пара у подогревателя, МПа,

$$P_{\text{ПВД7}} = 4,17 \cdot 0,95 = 3,9594 \quad (48)$$

Температура насыщения греющего пара $t_n = 249,75$ °С, Энтальпия конденсата греющего $\bar{t}_n = 1084,49$ пара кДж/кг.

Температура питательной воды за ПВД-7 с учётом недогрева, °С,

$$t_{\text{ПВ}} = t_n - \vartheta_{\text{ПВД}} = 249,75 - 2 = 247,75 \quad (49)$$

Энтальпия питательной воды на выходе из ПВД-7 $\bar{i}_{\text{ПВ}} = 1076,27$ кДж/кг, энтальпия греющего пара из отбора (из $i - S$ диаграммы) $i_{\text{от1}} = 3173,72$ кДж/кг.

Использованный теплоперепад в турбине, кДж/кг,

$$h = i_0 - i_{\text{от1}} = 3447,209 - 3173,72 = 273,49, \quad (50)$$

где $i_0 = 3447,209$ кДж/кг – начальная энтальпия пара.

Аналогично рассчитываем параметры по другим элементам схемы. Результаты расчёта сводим в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 – Параметры пара, основного конденсата и питательной воды по элементам схемы

Наименование величины	Элементы схемы									
	ПВД-7	ПВД-6	ПВД-5	Деаэрат ор	ПНД-3	ПНД-2	ВС	ПНД-1	НС	Конденсат ор
Давление отборного пара, МПа	4.17	2.72	1.29	0.6982 3	0.32	0.2	0.2	0.0951 6	0.0951 6	0.0036
Энтальпия пара, кДж/кг	3173.7 2	3076.3 3	3368.2 1	3205.9 1	3025.7 3	2925.4 8	2925.4 8	2800.5 9	2800.5 9	2366.25
Давление в подогревателе, МПа	3.9594	2.5806	1.2298	0.6633	0.3065	0.1901	0.1901	0.0904	0.0904	0.0036
Температура конденсата греющего пара, °С	249.75	225.65	189.07	162.79	134.26	118.61	118.61	96.81	96.81	27.15

Продолжение таблицы 2.2

Наименование величины	Элементы схемы									
	ПВД-7	ПВД-6	ПВД-5	Деаэра- тор	ПНД-3	ПНД-2	ВС	ПНД-1	НС	Конденсат тор
Температура воды на выходе, °С	247.75	223.65	187.07	162.79	130.26	114.61	113.61	92.81	91.81	27.15
Энтальпия воды на выходе, кДж/кг	1076.273	966.083	804.515	687.73	548.396	481.925	478.124	389.963	386.221	113.841
Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг	1084.49	969.869	803.44	687.732	564.593	497.862	497.862	405.641	405.641	113.841
Использованный теплоперепад потока пара, кДж/кг	273.49	370.88	553.75	716.05	896.22	996.48	996.48	1121.37	1121.37	1555.7

2.1.5 Определение предварительного расхода пара на турбину

Коэффициент недоиспользования мощности отопительных отборов: для верхнего теплофикационного отбора:

$$y_{\text{вс}} = \frac{i_{\text{вс}} - i_k}{i_0 - i_k + q_{\text{ПП}}} = \frac{2925,47 - 2366,2}{3447,209 - 2366,25 + 474,7455} = 0,35947 \quad (51)$$

для нижнего теплофикационного отбора:

$$y_{\text{нс}} = \frac{i_{\text{нс}} - i_k}{i_0 - i_k + q_{\text{ПП}}} = \frac{2800,58 - 2366,2}{3447,2 - 2366,2 + 474,7} = 0,27919 \quad (52)$$

Принимая коэффициент регенерации $K_p = 1,175$ расход пара на турбину составит, кг/с:

$$D_T = K_p \left(\frac{W_3}{H_i \cdot \eta_{\text{эм}}} + y_{\text{вс}} \cdot D_{\text{вс}} + y_{\text{нс}} \cdot D_{\text{нс}} \right) \quad (53)$$

где $H_i = 1345,8$ кДж/кг – теплоперепад, срабатываемый турбиной,
 $\eta_{\text{эм}} = 0,98$ – электромеханический КПД.

$$D_T = 1,156 \left(\frac{168000}{1555,7 \cdot 0,98} + 0,359 \cdot 64,49 + 0,279 \cdot 65,04 \right) = 178,06$$

2.1.6 Баланс пара и конденсата

Расход пара на уплотнения турбины принят 1% от расхода пара на турбину [3], кг/с,

$$D_{\text{упл}} = 0,01 \cdot D_{\text{т}} = 0,01 \cdot 178,06 = 1,78 \quad (54)$$

Утечки пара и конденсата, кг/с:

$$D_{\text{ут}} = \frac{\alpha_{\text{ут}}}{100} \cdot D_{\text{т}} = \frac{1,1}{100} \cdot 178,06 = 1,96 \quad (55)$$

Расход пара на собственные нужды, кг/с:

$$D_{\text{сн}} = \frac{\alpha_{\text{сн}}^{\text{мз}} + \alpha_{\text{сн}}^{\text{ко}}}{100} \cdot D_{\text{т}} = \frac{1,2 + 1,2}{100} \cdot 178,06 = 4,27 \quad (56)$$

Расход перегретого пара, кг/с:

$$D_{\text{пе}} = D_{\text{т}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}} = 178,06 + 1,78 + 1,96 + 4,27 = 186,07 \quad (57)$$

Расход продувочной воды, кг/с:

$$G_{\text{пр}} = \frac{\alpha_{\text{пр}}}{100} \cdot D_{\text{пе}} = \frac{1,5}{100} \cdot 186,07 = 0,93 \quad (58)$$

Расход питательной воды с учётом продувки, кг/с,

$$G_{\text{пв}} = D_{\text{пе}} + G_{\text{пр}} = 186,07 + 0,93 = 187 \quad (59)$$

2.1.7 Расчёт регенеративной схемы

2.1.7.1 Расчёт сепараторов непрерывной продувки

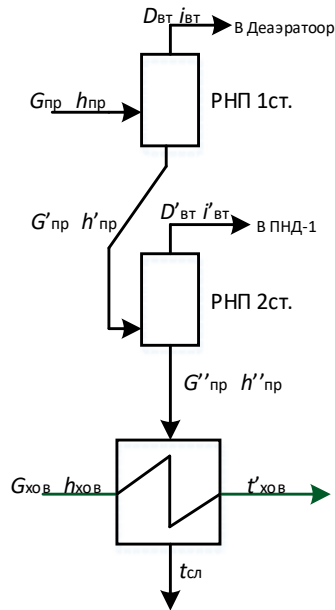


Рисунок 2.4 – Схема подключения расширителя непрерывной продувки

Из уравнений материального и теплового баланса для первой ступени расширителя найдём количество вторичного пара, кг/с,

$$D_{вт} = \frac{G_{пр} \cdot (h_{пр} - h'_{пр})}{r_1} = \frac{1,86 \cdot (1628,113 - 696,699)}{2065,6} = 0,84 \quad (60)$$

где $h_{пр} = 1628,113$ кДж/кг – энтальпия воды в барабане парогенератора при $P_6 = 15,46$ МПа;

$h'_{пр} = 696,699$ кДж/кг – энтальпия продувочной воды, сливаемой из первой ступени расширителя;

$r_1 = 2065,6$ кДж/кг – теплота парообразования при давлении $P_d = 0,7$ МПа.

Расход продувочной воды в расширитель второй ступени, кг/с,

$$G'_{пр} = G_{пр} - D'_{вт} = 1,86 - 0,84 = 1,02 \quad (61)$$

Из уравнений материального и теплового баланса для второй ступени расширителя найдём количество вторичного пара, кг/с:

$$D''_{вт} = \frac{G'_{пр} \cdot (h'_{пр} - h''_{пр})}{r_2} = \frac{2,00 \cdot (696,699 - 411,609)}{2261,15} = 0,14 \quad (62)$$

где $h'_{пр} = 696,699$ кДж/кг – энтальпия продувочной воды, поступающая из первой ступени расширителя;

$h''_{пр} = 411,609$ кДж/кг – энтальпия продувочной воды, сливаемой из второй ступени расширителя;

$r_2 = 2261,15$ кДж/кг – теплота парообразования при давлении $P_{ПНД1} = 0,09$ МПа.

Количество воды, сливаемой в техническую канализацию, кг/с,

$$G''_{пр} = G'_{пр} - D'_{вт} = 0,88 \quad (63)$$

Количество химически очищенной воды, подаваемой в конденсатор, кг/с,

$$G_{хов} = G''_{пр} + D_{ут} + D_{сн} = 0,88 + 1,96 + 4,27 = 7,11 \quad (64)$$

Из уравнения подогревателя ПХОВ найдём температуру химически очищенной воды на выходе из подогревателя, °С,

$$t'_{хов} = t_{хов} + \frac{G'_{пр} \cdot (t''_{пр} - t_{сл})}{G_{хов}} = 30 + \frac{0,88 \cdot (98,224 - 60)}{6,67} = 34,73 \quad (65)$$

где $t''_{пр} = 98,224$ °С – температура продувочной воды расширителя второй ступени;

$t_{сл} = 60$ °С – температура продувочной воды, сливаемая в тех. канализацию после подогревателя химически очищенной воды.

2.1.7.2 Расчёт регенеративной схемы ПВД

Расчётная схема ПВД представлена на рисунке 2.5

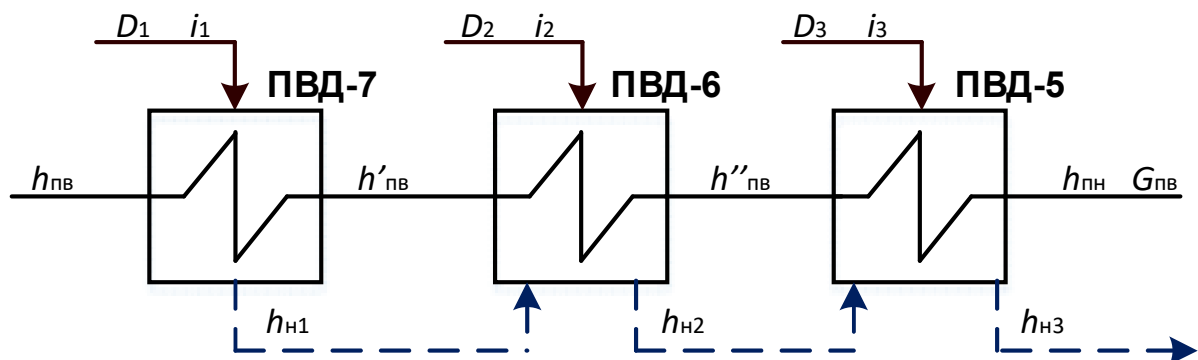


Рисунок 2.5 – Расчётная схема ПВД

Уравнение теплового баланса для ПВД-7:

$$D_1(i_1 - h_{н1}) \cdot \eta = G_{пв}(h_{пв} - h'_{пв}) \quad (66)$$

Расход пара на ПВД-7 кг/с,

$$D_1 = \frac{G_{пв}(h_{пв} - h'_{пв})}{(i_7 - h_{н7}) \cdot \eta} = \frac{187 \cdot (1076,27 - 966,08)}{(3173,72 - 1084,49) \cdot 0,98} = 10,11$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-6:

$$(D_2(i_2 - h_{н2}) + D_1(h_{н1} - h_{н2})) \cdot \eta = G_{пв}(h'_{пв} - h''_{пв}) \quad (67)$$

Расход пара на ПВД-6, кг/с:

$$D_2 = \frac{G_{пв}(h'_{пв} - h''_{пв}) - D_1(h_{н1} - h_{н2}) \cdot \eta}{(i_2 - h_{н2}) \cdot \eta} =$$

$$= \frac{187 \cdot (966,08 - 804,52) - 10,06(1084,49 - 969,87) \cdot 0,98}{(3076,33 - 969,87) \cdot 0,98} = 14,16$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-5:

$$(D_3(i_3 - h_{н3}) + (D_2 + D_1) \cdot (h_{н2} - h_{н3})) \cdot \eta = G_{пв}(h''_{пв} - h_{пн}) \quad (68)$$

Расход пара на ПВД-5 кг/с:

$$D_3 = \frac{G_{пв}(h''_{пв} - h_{пн}) - (D_2 + D_1) \cdot (h_{н2} - h_{н3}) \cdot \eta}{(i_3 - h_{н3}) \cdot \eta} =$$

$$= \frac{187 \cdot (804,52 - 718,16) - (10,06 + 14,09) \cdot (933,1 - 843,3) \cdot 0,98}{(3368,21 - 803,44) \cdot 0,98} = 4,88$$

где энтальпию питательной воды на входе в ПВД-5 определим с учётом нагрева её в питательном насосе, кДж/кг:

$$h_{пн} = h_{д} + \frac{\Delta P_{пн} \cdot V}{\eta_{пн}} = 687,73 + \frac{(21,31 - 0,7) \cdot 10^3 \cdot 0,0011}{0,75} = 718,16 \quad (69)$$

где $\Delta P_{\text{пн}}$ – перепад давления питательной воды в питательном насосе, МПа;
 $v = 0,0011 \text{ м}^3/\text{кг}$ – удельный объем питательной воды;
 $\eta_{\text{н}} = 0.75$ – КПД питательного насоса.

2.1.7.3 Расчёт деаэратора

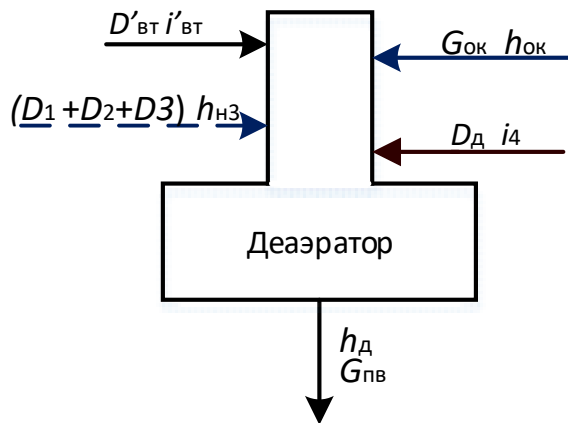


Рисунок 2.6 – Схема включения деаэратора

Уравнение материального баланса деаэратора:

$$(D_1 + D_2 + D_3) + D'_{\text{вт}} + D_{\text{д}} + G_{\text{ок}} = G_{\text{пв}} \quad (70)$$

где $D_{\text{д}}$ – расход греющего пара на деаэратор, кг/с,
 $G_{\text{ок}}$ – расход основного конденсата, кг/с.

Уравнение теплового баланса деаэратора:

$$(D_1 + D_2 + D_3) h_{\text{н3}} + D'_{\text{вт}} i'_{\text{вт}} + D_{\text{д}} i_4 + G_{\text{ок}} h_{\text{ок}} = G_{\text{пв}} h_{\text{д}} \quad (71)$$

где $i'_{\text{вт}} = 2762,8 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия вторичного пара из расширителя непрерывной продувки первой ступени;
 $h_{\text{ок}} = 548,4 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия основного конденсата после ПНД-3;
 i_3 – энтальпия отборного пара на деаэратор, кДж/кг;

Сводим два вышестоящих уравнения в систему уравнений:

$$\begin{aligned} D_{\text{д}} + G_{\text{ок}} &= 187 \\ 3205,91 \cdot D_{\text{д}} + 687,73 \cdot G_{\text{ок}} &= 128605,63 \end{aligned}$$

Решая систему уравнений, получаем:

$$D_d = 6,35 \text{ кг/с}$$

$$G_{ок} = 150,899 \text{ кг/с}$$

2.1.7.4 Расчёт регенеративной схемы ПНД

Составляем уравнения теплового баланса для трех теплообменных аппаратов поверхностного типа и уравнения теплового и материального баланса для четырёх точек смешения. Составляем систему уравнений.

$$D_5 (i_5 - h_{h5}) \eta_T = G_{ок} (h_{ок} - h_{см2})$$

$$G'_{кПЦГ2} + G'_{оксм1} = G_{ок}$$

$$G'_{кПЦГ2} \times h_{hПЦГ2} + G'_{оксм1} \times h_{см1} = G_{ок} \times h_{см2}$$

$$G'_{кПЦГ2} = D_5 + D_6 + D_{кПЦГ2}$$

$$D_6 (i_6 - h_{h6}) \eta_T + D_5 (h_{h5} - h_{h6}) \eta_T = G'_{ок} (h'_{ок} - h'_{см})$$

$$G'_{кПЦГ1} + G'_{ок} = G'_{ок}$$

$$G'_{кПЦГ1} \cdot h_{hПЦГ1} + G'_{ок} \cdot h_{см1} = G_{ок} \cdot h'_{см}$$

$$G'_{кПЦГ1} = D_7 + D'_{вт} + D_{кПЦГ1}$$

$$D_7 (i_7 - h_{h7}) \eta_T + D'_{вт} (h'_{вт} - h_{h7}) \eta_T = G'_{ок} (h'_{ок} - h''_{оу}) \quad (72)$$

где $h_k = t_k \cdot C_B = 34,15 \cdot 4,186 = 144,37$ – энтальпия основного конденсата перед ПНД-1, кДж/кг;

$t_k = t_{кон} + \Delta t_{оу} = 27,15 + 7 = 34,15$ – температура основного конденсата перед ПНД-1;

$t_{кон} = 27,15$ °С – температура основного конденсата после конденсатора;

$\Delta t_{оу-оу} = 7$ °С – нагрев основного конденсата в охладителе эжекторов и охладителей уплотнений;

Решая данную систему уравнений, получим, (находим только необходимые для дальнейшего расчёта величины)

$$D_5 = 3,70972 \text{ кг/с};$$

$$D_6 = 2,58245 \text{ кг/с};$$

$$D_7 = 1,35676 \text{ кг/с};$$

$$G_{ок} = 14,25091 \text{ кг/с};$$

Расход пара через конденсатор равен, кг/с

$$D_k = G_{ок} - D_{упл} - G_{хов} = 14,25091 - 1,78 - 6,67 = 5,36$$

Проверка баланса пара в турбине, кг/с,

$$D_T = D_K + D_1 + D_2 + D_3 + D_4 + D_5 + D_6 + D_7 + D_{nc} + D_{bc} = 5,36 + 10,11 + 14,16 + 4,88 + 6,35 + 3,7 + 2,58 + 1,35 + 65,04 + 64,5 = 178,06 \quad (73)$$

Что полностью совпадает с ранее найденным расходом.

Проверка мощности:

$$W_{\varepsilon} = \left(\sum_{i=1}^n D_i^{отб} \cdot H_i^{отб} \right) \cdot \eta_{эм} \quad (74)$$

где $D_i^{отб}$ - расход пара в i -тый отбор, кг/с,

$H_i^{отб}$ - использованный теплоперепад до i -того отбора, кДж/кг,

$$W_{\varepsilon} = [10,11 \cdot 273,49 + 14,16 \cdot 370,88 + 4,88 \cdot 553,75 + 6,35 \cdot 716,05 + 3,7 \cdot 896,22 + 2,58 \cdot 996,48 + 1,35 \cdot 1121,37 + 65,04 \cdot 1121,37 + 64,5 \cdot 996,48] \cdot 0,98 = 168162$$

Погрешность расчёта составляет

$$\delta = \left| \frac{W - W_p}{W} \right| \cdot 100\% \quad (75)$$

где W – фактическая мощность турбины, МВт

W_p – расчётная мощность турбины, МВт

$$\delta = \left| \frac{168 - 168162}{168} \right| \cdot 100\% = - 0,1\%$$

Погрешность меньше допустимой погрешности ($\delta_{допустимая} \leq 2\%$)[3],

В ходе расчёта было произведено значительное количество уточняющих пересчётов путём уточнения коэффициента регенерации согласно ниже представленной формуле.

$$K'_p = K_p \frac{W}{W_p} \quad (76)$$

2.2 Тепловой расчет парового котла

2.2.1 Расчетные характеристики заданного топлива

Состав топлива приведен в таблице 2.3:

Таблица 2.3 - состав топлива

Месторождение	Марка	Рабочая масса топлива, %							Выход летучих, V^r , %	Температуры плавления золы, °С		
		C^p	H^p	S^p	O^p	N^p	W^p	A^p		t_1	t_2	t_3
Бородинское	2БР	45,9	3	0,24	12,7	0,68	33	6,2	48,5	1180	1210	1230

Теплота сгорания топлива $Q_H^p = 16119$ кДж/кг.

Коэффициент размолоспособности $k_{ло} = 1,15$

2.2.2 Выбор типа шлакоудаления

В связи с тем что выход летучих веществ V_r больше 25% и приведенная зольность $A_{п}$ меньше 1, к тому же учитывая то, что в топках с твердым шлакоудалением более низкие тепловые напряжения и температура газов в зоне ядра горения, что в свою очередь обеспечивает снижение уровня образования термических оксидов азота, выбираем топку с твердым шлакоудалением

2.2.3 Выбор температуры горячего воздуха.

Температура горячего воздуха выбирают из зависимости от типа шлакоудаления и от характеристик топлива. Выбираем температуру горячего воздуха $t_{г.в.} = 290$ °С. Выбираем одноступенчатую компоновку хвостовых поверхностей нагрева.

2.2.4 Выбор компоновки поверхностей нагрева

По ходу движения газов поверхности нагрева располагаются в следующем порядке:

- кольцевая топка (КТ);
- радиационный пароперегреватель включенный в объем КТ (РППт);
- центральная топка (ЦТ);
- ширмовый пароперегреватель (ШПП);
- вторичный конвективный пароперегреватель 1 по ходу газов (1вКПП);
- первичный конвективный пароперегреватель (1пКПП);
- вторичный конвективный пароперегреватель 2 по ходу газов (2вКПП);

- водяной экономайзер (ВЭ);
- радиационный потолочный пароперегреватель включенный в объем горизонтального газохода (РППп);
- воздухоподогреватель (ВП).

Кроме того, на котле присутствуют дополнительные поверхности нагрева:

- водяной экономайзер разделительный (ВЭр);
- водяной экономайзер холодной воронки (ВЭхв).

По ходу движения первичного пара поверхности нагрева располагаются в следующем порядке: РППп, РППт, 1пКПП, ШПП.

По ходу движения первичного пара поверхности нагрева располагаются в следующем порядке: 2вКПП, 1вКПП.

Схематично поверхности нагрева пароперегревателей, ВЭ и ВП изображены на рисунке 2.7:

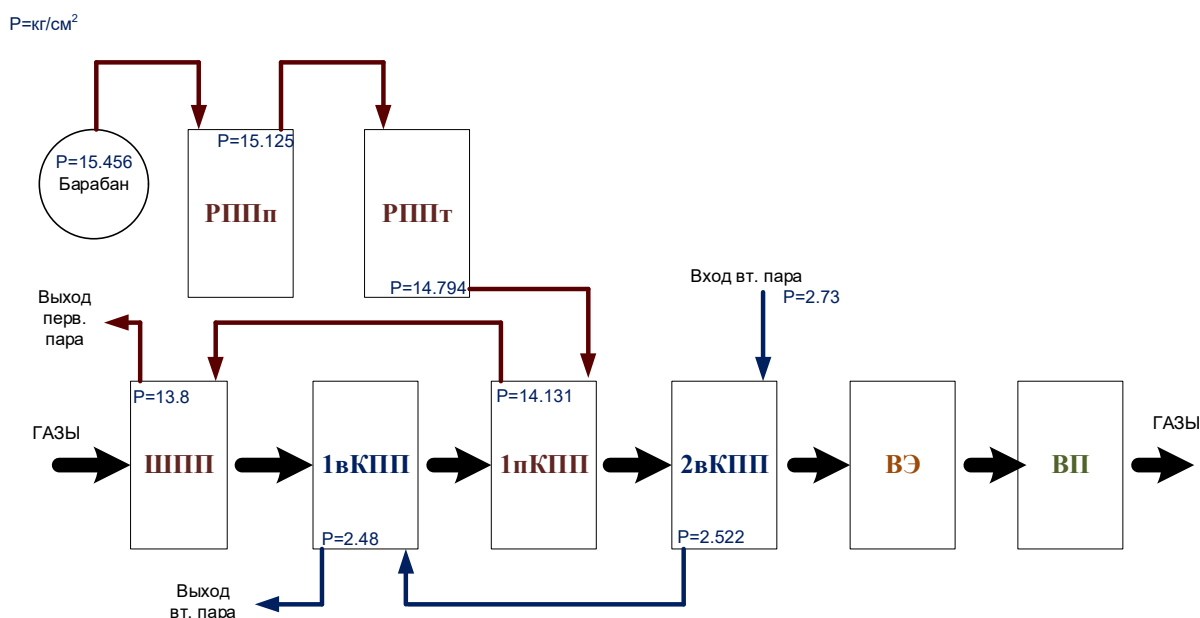


Рисунок 2.7 – Схема поверхностей нагрева пароперегревателей, ВЭ, ВП

2.2.5 Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки и присосы воздуха по отдельным частям газохода

Значение коэффициента избытка воздуха на выходе из топки выбирается в зависимости от вида сжигаемого топлива и топочного устройства, $\alpha_T = 1,2$.

Присосы холодного воздуха в пылесистему $\Delta\alpha_{пл} = 0,2$. Присосы холодного воздуха в кольцевую часть топки $\Delta\alpha_{Ткольц} = 0,014$, присосы холодного воздуха в центральную часть топки $\Delta\alpha_{Тцентр} = 0,01$. Избыток воздуха поступающий в топку через горелки $\alpha_{гор} = 1,176$.

Присосы холодного воздуха по газоходам котла принимаются:

- присос холодного воздуха в ШПП, $\Delta\alpha_{\text{ШПП}} = 0$;
- присос холодного воздуха в 1вКПП - 1пКПП - 2вКПП, $\Delta\alpha_{\text{КПП}} = 0,05$
- присос холодного воздуха в ВЭ, $\Delta\alpha_{\text{ВЭ}} = 0,02$;
- присос холодного воздуха в ВП, $\Delta\alpha_{\text{ВП}} = 0,03$.

Коэффициенты избытка воздуха за поверхностями нагрева:

- кольцевая топка $\alpha_{\text{КТ}} = 1.19$;
- центральная топка $\alpha_{\text{ЦТ}} = 1.2$;
- ширмовый пароперегреватель $\alpha_{\text{ШПП}} = 1.2$;
- вторичный конвективный пароперегреватель $\alpha_{\text{2вКПП}} = 1.25$;
- водяной экономайзер $\alpha_{\text{ВЭ}} = 1.27$;
- воздухоподогреватель $\alpha_{\text{ВП}} = 1.3$;

Значения коэффициентов избытка воздуха дадут возможность найти действительное количество воздуха, действительные объемы продуктов сгорания после каждой поверхности нагрева.

2.2.6 Объемы и энтальпия воздуха и продуктов сгорания

2.2.6.1 Объемы теоретического количества воздуха и продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1$

Теоретический объем воздуха, $V_{\text{В}}^0$, м³/кг необходимый для сжигания одного кг твердого топлива, определяется по следующему выражению:

$$V_{\text{В}}^0 = 0,0889 \cdot (C_{\text{р}} + 0,375 \cdot S_{\text{р}}) + 0,265 \cdot H_{\text{р}} - 0,0333 \cdot O_{\text{р}} \quad (77)$$

где $C_{\text{р}}$ – количество углерода на рабочую массу топлива, %, см. таблицу 2.3;
 $S_{\text{р}}$ – количество серы на рабочую массу топлива, %, см. таблицу 2.3;
 $H_{\text{р}}$ – количество водорода на рабочую массу топлива, %, см. таблицу 2.3;
 $O_{\text{р}}$ – количество кислорода на рабочую массу топлива, %, см. таблицу 2.3.

$$V_{\text{В}}^0 = 0,0889 \cdot (45,9 + 0,375 \cdot 0,24) + 0,265 \cdot 3 - 0,0333 \cdot 12,7 = 4,46$$

Теоретический объем азота, $V_{\text{N}_2}^0$, м³/кг полученного при сжигании одного кг твердого топлива, определяется по следующему выражению:

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 \cdot V_{\text{В}}^0 + 0,8 \cdot \frac{N_{\text{р}}}{100} \quad (78)$$

где $V_{\text{В}}^0$ – теоретический объем воздуха, см. формулу (77);
 $N_{\text{р}}$ – количество азота на рабочую массу топлива, %, см. таблицу 2.3.

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 4,46 + 0,8 \cdot \frac{0,68}{100} = 3,529$$

Теоретический объем водяных паров, $V_{H_2O}^0$, м³/кг полученных при сгорании одного кг твердого топлива, определяется по следующему выражению:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H_p + 0,0124 \cdot W_p + 0,0161 \cdot V_B^0 \quad (79)$$

где H_p – количество водорода на рабочую массу топлива, %, см. таблицу 2.3;
 W_p – количество влаги на рабочую массу топлива, %, см. таблицу 2.3;
 V_B^0 – теоретический объем воздуха, см. формулу (77).

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot 3 + 0,0124 \cdot 33 + 0,0161 \cdot 4,46 = 0.814$$

Теоретический объем трехатомных газов, V_{RO_2} , м³/кг полученных при сжигания одного кг твердого топлива, определяется по следующему выражению:

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{C_p + 0,375 \cdot S_p}{100} \quad (80)$$

где C_p – количество углерода на рабочую массу топлива, %, см. таблицу 2.3;
 S_p – количество серы на рабочую массу топлива, %, см. таблицу 2.3.

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{54,9 + 0,375 \cdot 0,24}{100} = 0,858$$

Общий теоретический объем дымовых газов, V_{Γ}^0 , м³/кг полученных при сжигания одного кг твердого топлива, определяется по следующему выражению:

$$V_{\Gamma}^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO} + V_{H_2O}^0 = 3,529 + 0,858 + 0,814 = 5,201504 \quad (81)$$

2.2.6.2 Действительные объемы продуктов сгорания по газоходам при коэффициенте избытка воздуха больше единицы

Объем газов, их масса, а также концентрация угольной пыли, подсчитанные для различных участков газохода, занесены в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 - объёмы продуктов сгорания, объёмные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Название величины и обозначение	Газоход					
	КТ	ЦТ	ШПП	КПП	ВЭ	ВП
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева $\alpha'' = \alpha_T + \sum \alpha_i$	1,19	1,2	1,2	1,25	1,27	1,3
Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева α_{cp}	1,183	1,2	1,2	1,225	1,26	1,285
Объём водяных паров, м ³ / кг, $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	0,8272	0,8284	0,8284	0,8302	0,8327	0,8345
Полный объём газов, м ³ / кг, $V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1,016 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	6,0309	6,1079	6,1079	6,2212	6,3798	6,4931
Объёмная доля трёхатомных газов $r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_{\Gamma}$	0,1423	0,1405	0,1405	0,1379	0,1345	0,1322
Объёмная доля водяных паров $r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_{\Gamma}$	0,1372	0,1356	0,1356	0,1334	0,1305	0,1285
Суммарная объёмная доля $r_{\Pi} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0,2795	0,2761	0,2761	0,2714	0,2650	0,2607
Масса дымовых газов $G_{\Gamma} = 1 - 0,01 \cdot A^p + 1,306 \cdot \alpha_{cp} \cdot V_B^0$	7,8296	7,9287	7,9287	8,0743	8,2782	8,4238
Концентрация золовых частиц, кг/кг, $\mu_{зл} = A^p \cdot a_{ун} / 100 \cdot G_{\Gamma}$	0,0075	0,0074	0,0074	0,0073	0,0071	0,0070

2.2.6.3 Энтальпия продуктов сгорания по газоходам

При сжигании топлива энтальпия воздуха определяется из следующего выражения:

$$H_B^0 = V_B^0 \cdot c_B \cdot \vartheta \quad (82)$$

где V_B^0 – теоретический объём воздуха, см. формулу (77);

c_B – теплоемкость 1 м³ воздуха, кДж/м³*К;

ϑ – температура °С.

Энтальпия дымовых газов H_{Γ}^0 , кДж/кг, подсчитывается по следующей формуле:

$$H_{\Gamma}^0 = (V_{RO} \cdot c_{RO2} + V_{N2} \cdot c_{N2} + V_{H2O}^0 \cdot c_{H2O}) \cdot \vartheta \quad (83)$$

где V_{RO2} – объем трехатомных газов, м³/кг, см. формулу (80);
 c_{RO2} – теплоемкость 1 м³ трехатомных газов, кДж/м³*К;
 V_{N2} – теоретический объем азота, м³/кг см. формулу (78);
 c_{N2} – теплоемкость 1 м³ азота, кДж/м³*К;
 V_{H2O} – теоретический объем водяных паров, м³/кг см. формулу (79);
 c_{H2O} – теплоемкость 1 м³ водяных паров, кДж/м³*К;
 ϑ – температура °С.

Энтальпия золы $H_{зл}$, кДж/кг, подсчитывается по следующей формуле:

$$H_{зл} = 0,01 \cdot a_{ун} \cdot c_{зл} \cdot \vartheta \quad (84)$$

где $a_{ун}$ – доля уноса золы;
 $c_{зл*}$ – теплоемкость 1 кг золы, кДж/кг*К;
 ϑ – температура °С.

Энтальпия продуктов сгорания на 1 кг сжигаемого топлива, кДж/кг, подсчитывается по формуле:

$$H_{Г} = H_{Г}^0 + (\alpha - 1) \cdot H_{В}^0 + H_{зл} \quad (85)$$

где $H_{Г}^0$ – энтальпия дымовых газов, кДж/кг, см. формулу (83);
 $H_{В}^0$ – энтальпия воздуха, кДж/кг, см. формулу (82);
 $H_{зл}$ – энтальпия золы, кДж/кг, см. формулу (84).

Подсчитанные значения энтальпий заносим в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 – энтальпия продуктов сгорания

g, С	Но_Г (α=1)	Но_В (β=1)	Н _{зл}	$H_{Г} = H_{Г}^0 + (\alpha - 1) \cdot H_{В}^0 + H_{зл}$					
				КТ	ЦТ	ШПП	КПП	ВЭ	ВП
100	726,32	591,16	4,76				878,87	890,70	908,43
200	1473,08	1189,02	9,96			1720,84	1780,29	1804,07	1839,74
300	2241,45	1797,58	15,55			2616,52	2706,40	2742,35	2796,28
400	3032,68	2418,54	21,20		3537,59	3537,59	3658,52	3706,89	3779,45
500	3846,00	3053,95	26,98		4483,76	4483,76	4636,46	4697,54	
600	4681,17	3704,08	32,98		5454,97	5454,97	5640,17		
700	5537,98	4367,02	38,99	6406,71	6450,38	6450,38	6668,73		
800	6413,73	5040,12	45,18	7416,53	7466,93	7466,93	7718,94		
900	7305,11	5724,33	51,54	8444,27	8501,52	8501,52	8787,73		
1000	8211,59	6416,13	57,96	9488,61	9552,78	9552,78	9873,58		
1100	9132,17	7160,78	64,62	10557,33	10628,94	10628,94	10986,98		

Продолжение таблицы 2.5

g, C	H _{o_Г} (α=1)	H _{o_В} (β=1)	H _{зл}	H _Г = H _Г ⁰ + (α - 1) · H _В ⁰ + H _{зл}					
				КТ	ЦТ	ШПП	КПП	ВЭ	ВП
1200	10064,47	7827,28	71,03	11622,69	11700,96	11700,96	12092,33		
1300	11009,71	8545,08	80,16	12713,43	12798,89	12798,89			
1400	11961,36	9267,97	93,24	13815,51	13908,19	13908,19			
1500	12922,79	9994,20	103,61	14925,30	15025,24	15025,24			
1600	13892,08	10726,14	110,50	16040,54	16147,80				
1700	14870,68	11460,22	121,57	17169,69	17284,29				
1800	15851,58	12195,37	130,87	18299,58					
1900	16838,76	12939,84	140,59	19437,92					
2000	17831,07	13685,12	147,99	20579,24					

2.2.7 Тепловой баланс, коэффициент полезного действия и расход топлива котельного агрегата

Потеря тепла с уходящими газами, %, зависит от заданной температуры уходящих газов $t_{y.г.}$ и определяется по формуле:

$$q_2 = \frac{(H_{yx} - \alpha_{yx} \cdot H_{xB}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_p^p} \quad (86)$$

где H_{yx} – энтальпия уходящих газов, кДж/кг, находится методом линейной интерполяции по температуре уходящих газов $t_{y.г.} = 150$ °С, по таблице 2.5:

$$H_{yx} = 908.43 + \frac{1839.74 - 908.43}{200 - 100} \cdot (150 - 100) = 1374 \quad (87)$$

где H_{xB}^0 – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг, находится по температуре холодного воздуха t_{xB} принята равной 30 °С по таблице 2.5, H_{xB}^0 принята равной 177;

$\alpha_{yx} = 1.3$ – коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем;

$q_4 = 0,5$ – потеря тепла от механического недожога, %;

$Q_p^p = 16133$ – располагаемая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

$$q_2 = \frac{(1374 - 1,3 \cdot 177) \cdot (100 - 0,5)}{16133} = 7,05341$$

Потеря тепла от химического недожога q_3 принимается равной нулю.

Потеря тепла в окружающую среду q_5 , %, принимается в зависимости от производительности котельного агрегата:

$$q_5 = \frac{\left(\frac{60}{D_{НОМ}}\right)^{0,5}}{\log * D_{НОМ}} = 0,25 \quad (88)$$

где $D_{\text{ном}} = D_{\text{пе}}$ паропроизводительность котла берётся из исходных данных.

Найдём коэффициент сохранения тепла φ :

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100} = \frac{0,25}{100} = 0,997 \quad (89)$$

Потеря с теплом шлака q_6 , %, определяется по следующей формуле:

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}} \cdot A^{\text{P}} \cdot (ct)_{\text{шл}}}{Q_{\text{p}}^{\text{P}}} \quad (90)$$

где Q_{p}^{P} – теплота сгорания топлива, кДж/кг, см. таблицу 2.3 -;

$a_{\text{шл}}$ – доля шлакования в топочной камере;

A^{P} – зольность топлива, % см. таблицу 2.3 -;

$(ct)_{\text{шл}} = 650$ – энтальпия шлака при твердом шлакоудалении принимается, кДж/кг.

$$q_6 = \frac{0,5 \cdot 6,2 \cdot 1288,905}{16133} = 0,012$$

Коэффициент полезного действия, %, котельного агрегата брутто:

$$\eta_{\text{к}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \quad (91)$$

$$\eta_{\text{к}} = 100 - (7,05341 + 0 + 0,5 + 0,25 + 0,012) = 92,1839382$$

Полный расход топлива, кг/с, определяется из следующего выражения:

$$B = \frac{D_{\text{пе}} \cdot (h_{\text{пе}} \cdot h_{\text{пв}}) + (D_{\text{вт}} \cdot (h''_{\text{вт}} - h'_{\text{вт}})) + D_{\text{пр}} \cdot (h_{\text{кип}} - h_{\text{пв}})}{Q_{\text{p}}^{\text{P}} \cdot \eta_{\text{к}}} \quad (92)$$

где $Q_{\text{п}}^{\text{P}}$ – теплота сгорания топлива, кДж/кг см. таблицу 2.3 -;

$h_{\text{пе}} = 3449,759$ – энтальпия перегретого пара, кДж/кг;

$h_{\text{пв}} = 1075,559$ – энтальпия питательной воды, кДж/кг;

$D_{\text{пр}} = 1,861$ – расход непрерывной продувки, кг/с;

$D_{\text{вт}} = 161,306$ – расход вторичного пара, кг/с;

$h''_{\text{вт}} = 161,306$ – энтальпия вторичного пара на входе, кДж/кг;

$h'_{\text{вт}} = 3563,234$ – энтальпия вторичного пара на выходе, кДж/кг;

Q_{p}^{P} – теплота сгорания топлива, кДж/кг, см. пояснение к формуле (87);

$\eta_{\text{к}}$ – коэффициент полезного действия, %, см. формулу (91).

$$B = \frac{186.111 \cdot (3449 \cdot 1076) + 16 \cdot (3563 - 3066) + 1.861 \cdot (1628 - 1075)}{16133 \cdot 0.921839382} = 35,176 \quad (93)$$

Расчетный расход топлива с учетом механической неполноты сгорания, кг/с:

$$B_p = B \cdot (1 - 0,01 \cdot q_4) = 35,176 \cdot (1 - 0,01 \cdot 0,5) = 35,001 \quad (94)$$

Действительный расход топлива позволит выбрать необходимую мельницу для размола пыли и выбрать горелочные устройства. Так же все удельные тепловосприятия поверхностей нагрева в тепловом расчете парогенератора относят к одному килограмму сгоревшего топлива.

2.2.8 Расчет топки

Задача теплового и конструктивного расчета топки заключается в определении ее тепловосприятия, размеров необходимой лучевоспринимающей поверхности, обеспечивающих снижение температуры продуктов сгорания до заданной величины. В данном расчете топка условно разделена на две части – кольцевую и центральную топки, рассчитаны они раздельно.

2.2.8.1 Конструктивные и тепловые характеристики кольцевой топки

Для проведения теплового и конструктивного расчета кольцевой топочной камеры котла, необходимо задаться размерами и определить площади нагрева. Кольцевая топка с обозначением размеров приведена на рисунке 2.8. Конструктивные данные, необходимые для расчета, приведены в таблице 2.6.

Таблица 2.6 - Конструктивные данные кольцевой топки

Наименование величины	Обозначение	Величина
Общая площадь экранов разделительного ВЭ, м ²	$F_{KT.VЭ.экр}$	152,416
Общая площадь экранов периферийных, м ²	$F_{KTп.экр}$	1592,16
Общая площадь экранов центральных, м ²	$F_{KTц.экр}$	695,744
Площадь выходного окна, м ²	$F_{вок}$	133,856
Объем топки, м ³	V_T	4937,181
Высота размещения горелок в топке от верха, м	h_T	10
Высота топки, м	h_T	31
Эффективная толщина излучающего слоя, м	s_T	6,46

Продольный разрез

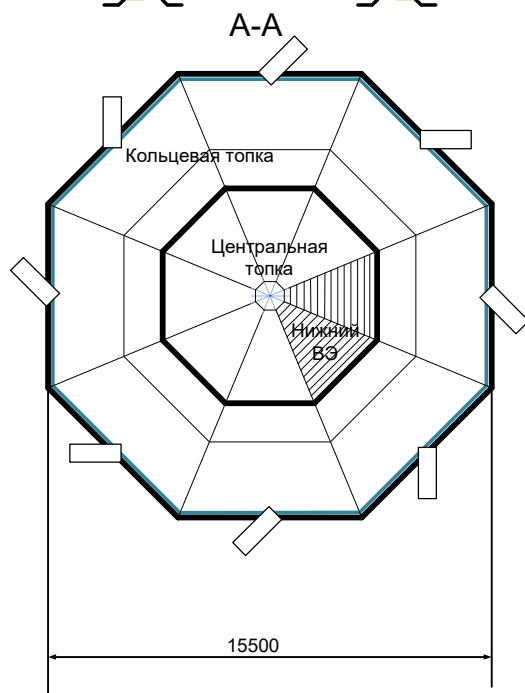
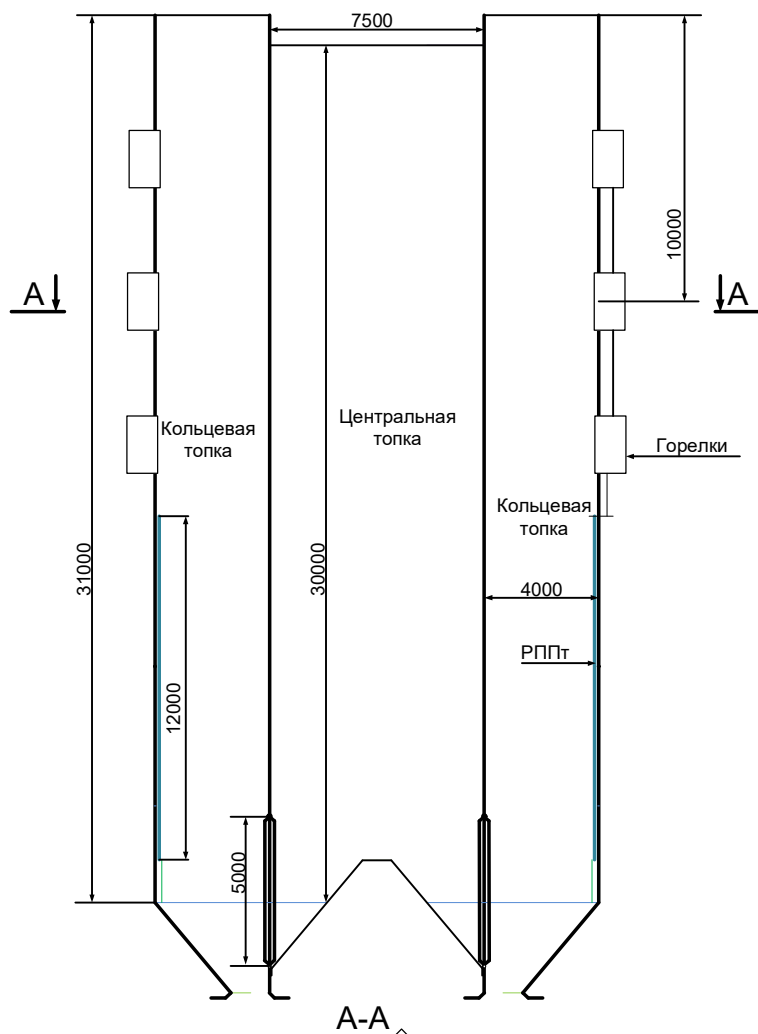


Рисунок 2.8 Эскиз топки

2.2.8.2 Расчет теплообмена в кольцевой топке

Задачей расчета теплообмена в кольцевой топке является определение тепловосприятости экранов топки $Q_{\text{л}}$ и температуры газов на выходе из нее $\vartheta_{\text{т}}''$. В основу расчета положена методика последовательного приближения. Согласно этой методике необходимо предварительно задаться значением температуры газов на выходе из топки. Примем $\vartheta_{\text{т}}'' = 1111^{\circ}\text{C}$.

Полезное тепловыделение в топочной камере $Q_{\text{т}}$, кДж/кг, складывается из теплоты сгорания топлива, а также теплоты горячего воздуха $Q_{\text{в}}$, поступающего в топку:

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{р}}^{\text{р}} - * \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_{\text{в}} \quad (95)$$

где $Q_{\text{р}}^{\text{р}}$ – низшая рабочая теплота сгорания топлива, кДж/кг, см. пояснения к формуле (87);

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

q_4 – потеря теплоты с механическим недожогом, %, см. пояснения к формуле (87);

q_6 – потеря теплоты с теплом шлака, %, см. формулу (90);

$Q_{\text{в}}$ – теплота поступающего в топку горячего воздуха, кДж/кг.

Теплота поступающего в топочную камеру воздуха, кДж/кг, рассчитывается по формуле:

$$Q_{\text{в}} = \beta_{\text{гв}} H_{\text{гв}}^0 + (\Delta\alpha_{\text{т}} + \Delta\alpha_{\text{пл}}) H_{\text{хв}}^0 \quad (96)$$

где $\beta_{\text{гв}}$ = относительный избыток воздуха, $\beta_{\text{гв}} = 0,916$;

$H_{\text{гв}}^0$ = энтальпия горячего воздуха после воздухоподогревателя, кДж/кг;

$\Delta\alpha_{\text{т}} = 0,014$ – присосы воздуха в топочную камеру;

$\Delta\alpha_{\text{пл}} = 0,2$ – присосы воздуха в пылесистему;

$H_{\text{хв}}^0$ = энтальпия холодного воздуха, кДж/кг.

Энтальпии горячего и холодного воздуха определяются по температурам $t_{\text{гв}}$ и $t_{\text{хв}}$ при $\beta_{\text{в}} = 1$: $H_{\text{гв}}^0 = 1737$ кДж/кг, $H_{\text{хв}}^0 = 177$ кДж/кг.

Относительный избыток воздуха $\beta_{\text{гв}} = 0,916$.

$$Q_{\text{в}} = 0,916 \cdot 1737 + (0,014 + 0,02) \cdot 177 = 1629$$

$$Q_{\text{т}} = 16133 \cdot \frac{100 - 0 - 0,5 - 0,012}{100 - 0,5} + 1629 = 17759,85$$

Значению Q_T соответствует теоретическая (адиабатная) температура продуктов сгорания в топке ϑ_a , °С. Найдем ее методом обратной интерполяции в зоне высоких температур газов при значении α_T принимая энтальпию $H_a = Q_T$; $T_a = 1752 \text{ °C} = 2025 \text{ K}$.

$$Bu = kps_T \quad (97)$$

где k – коэффициент поглощения топочной среды, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$;
 $p = 0,1$ – давление в топочной камере, МПа;
 s_T – эффективная толщина излучающего слоя топочной камеры, м.

Коэффициент поглощения топочной среды, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$, при сжигании твердых топлив определяется по формуле:

$$k = k_{\Gamma} r_{\Pi} + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}} + k_{\text{к}} \quad (98)$$

где k_{Γ} – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$;
 r_{Π} – объемная доля трехатомных газов;
 $k_{\text{зл}}$ – коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$;
 $\mu_{\text{зл}}$ – концентрация золовых частиц в топочной камере;
 $k_{\text{к}}$ – коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса, принимаем $k_{\text{к}} = 0,5 \text{ } 1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$.

Коэффициент поглощения лучей, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$, газовой фазой продуктов сгорания:

$$k_{\Gamma} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{\sqrt{r_{\Pi} s_T}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T''_T}{1000} \right) \quad (99)$$

где r_{H_2O} – объемная доля водяных паров;
 r_{Π} – суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания;
 s_T – эффективная толщина излучающего слоя топки, м;
 $T''_T = 1384,36$ – абсолютная температура газов на выходе из топки, К.
 $k_{\Gamma} = 3,14$.

Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы определяется по формуле:

$$k_{3Л} = \frac{43\rho_{\Gamma}}{\left(T_{\Gamma}''d_{3Л}\right)^{0,67}} \quad (100)$$

где $\rho_{\Gamma} = 1300 \text{ г/м}^3$ – плотность дымовых газов при атмосферном давлении;
 T_{Γ}'' – абсолютная температура газов на выходе из топки, К;
 $d_{3Л}$ – эффективный диаметр золовых частиц, для МВ $d_{3Л} = 16 \text{ мкм}$.
 $k_{3Л} = 68,55$.

Тогда коэффициент поглощения, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$, топочной средой по уравнению (98):

$$k = 3,14 \cdot 0,279 + 68,55 \cdot 0,00752 + 0,5 = 1,493$$

Критерий Бугера по формуле (24):

$$Bu = 1,493 \cdot 0,1 \cdot 4,46 = 0,9651735.$$

По найденному значению Bu определяем эффективное значение критерия Бугера $B\tilde{u}$:

$$B\tilde{u} = 1,6 \ln \left(\frac{1,4 Bu^2 + Bu + 2}{1,4 Bu^2 - Bu + 2} \right) \quad (101)$$

$$B\tilde{u} = 0,962777$$

Изменение положения ядра факела в топке существенно сказывается на температуре на выходе из нее. Для учета положения пылеугольного факела в камерной топке вводится эмпирический параметр M , который для низкорреакционных топлив считается по формуле:

$$M = 0,59 - 0,5 X_{\Gamma} \quad (102)$$

где X_{Γ} – параметр, характеризующий относительную высоту положения зоны максимальных температур в топке;

$$X_{\Gamma} = \frac{h_{\Gamma}}{h_{\Gamma}} \quad (103)$$

где h_{Γ} – высота размещения горелок от пода топки;

h_T – расчетная высота заполняющего топку факела от низа топки до середины выходного газового окна.

Высота размещения горелок $h_T = 10$ м, высота топки $h_T = 31$ м.

Тогда по формулам (102) и (103)

$$X_T = \frac{10}{31} = 0,373$$

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot 0,373 = 0,404$$

Коэффициент тепловой эффективности экрана:

$$\psi = \xi \cdot x$$

где ξ – условный коэффициент загрязнения;

x – угловой коэффициент экрана.

Угловой коэффициент экрана x определяется по формуле:

$$x = 1 - 0,2 \left(\frac{s}{d} - 1 \right) \quad (104)$$

где s/d – относительный шаг труб настенного экрана, примем $s/d = 1,08333$.

Тогда угловой коэффициент равен $x = 0,983$.

Коэффициент ξ принимается свой для каждого экрана в топке, средний ξ равен 0,41.

Коэффициент $\psi_{\text{ср}}$ тепловой эффективности экранов рассчитывается по следующей формуле:

$$\psi_{\text{ср}} = \frac{\psi_{\text{вок}} \cdot F_{\text{вок}} + \psi_{\text{п.экр}} \cdot F_{\text{п.экр}} + \psi_{\text{ц.экр}} \cdot F_{\text{ц.экр}} + \psi_{\text{рвэ}} \cdot F_{\text{рвэ}}}{F_{\text{ст}}} \quad (105)$$

где $\psi_{\text{вок}}$, $\psi_{\text{п.экр}}$, $\psi_{\text{ц.экр}}$, $\psi_{\text{рвэ}}$ – коэффициенты тепловой эффективности экранов: выходного окна, периферийных экранов, центральных экранов, разделительного водяного экономайзера;

$F_{\text{вок}}$, $F_{\text{п.экр}}$, $F_{\text{ц.экр}}$, $F_{\text{рвэ}}$ – площади экранов: выходного окна, периферийных экранов, центральных экранов, разделительного водяного экономайзера;

$F_{\text{ст}}$ – площадь суммы всех экранов топки.

$$\psi_{\text{ср}} = \frac{0,15 \cdot 133,8 + 0,413 \cdot 1592,16 + 0,344 \cdot 695,7 + 0,412 \cdot 152,4}{2749,357} = 0,38145$$

Далее определим температуру газов на выходе из топки, °С:

$$\vartheta_T'' = \frac{T_a}{1 + MB\tilde{u}^{0.3} \left[\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \psi_{\text{ср}} F_{\text{сг}} T_a^3}{\phi B_p (Vc)_{\text{ср}}} \right]^{0.6}} - 273, \quad (106)$$

где M – эмпирический параметр;
 $B\tilde{u}$ – эффективное значение критерия Бугера;
 $\psi_{\text{ср}}$ – средний коэффициент тепловой эффективности;
 $F_{\text{сг}}$ – полная площадь поверхности стен топки, м²;
 T_a – теоретическая температура продуктов сгорания в топке, К;
 ϕ – коэффициент тепловой эффективности;
 $(Vc)_{\text{ср}}$ – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива, кДж/(кг·°С):

$$(Vc)_{\text{ср}} = \frac{Q_T - H_T''}{\vartheta_a - \vartheta_T''}, \quad (107)$$

где Q_T – тепловыделение в топочной камере, кДж/кг;
 H_T'' – энтальпия продуктов сгорания топлива, кДж/кг, на выходе из топки, определяется по принятой ранее температуре ϑ_T'' и избытку воздуха на выходе из топки α_T : $H_T'' = 10678$;

ϑ_a – теоретическая температура продуктов сгорания в топке, °С;

ϑ_T'' – температура газов на выходе из топки, °С.

$$(Vc)_{\text{ср}} = 11,05$$

$$\vartheta_T'' = 1111,356 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Теперь определим по уточненной температуре энтальпию продуктов сгорания топлива на выходе из топки:

$$H_T'' = 10678 \text{ кДж/кг.}$$

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

$$Q_{\text{л}} = Q_T - H_T'' \quad (108)$$

где Q_T – тепловыделение в топочной камере, кДж/кг;
 H_T'' – энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе из топки кДж/кг.

$$Q_{\text{лкт}} = 17759,85 - 10678 = 7082.$$

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

$$q_{\text{л}} = \frac{B_p Q_{\text{л}}}{F_{\text{СТ}} \chi} \quad (109)$$

где B_p – расход топлива на котел, кг/с, см. формулу (94);
 $Q_{\text{л}}$ – количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхностям нагрева топки, кДж/кг;

χ – степень экранирования стен топки, $\chi = 0,975 \div 0,985$, примем $\chi=0,985$
 тогда

$$q_{\text{л}} = \frac{35.001 \cdot 7082}{2749,357 \cdot 0,985} = 91,524$$

2.2.8.3 Расчет теплообмена в центральной топке

Расчета теплообмена в центральной топке выполняется аналогично кольцевой, параметр М принимается от центра входного окна (выход газов из кольцевой топки). Данные расчета сведены в таблицу 2.7.

Таблица 2.7 - Конструктивные и расчетные данные центральной топки

Наименование величины	Обозначение	Величина
Общая площадь экранов центральных, м ²	$F_{\text{КТЦ.экр}}$	670,896
Площадь входного окна, м ²	$F_{\text{вхок}}$	133,856
Площадь выходного окна, м ²	$F_{\text{вок}}$	46,41
Объем топки, м ³	V_T	1392,3
Высота топки, м	h_T	30
Эффективная толщина излучающего слоя, м	s_T	6,36
Температура газов на входе, °С	ϑ_T'	1111,36
Энтальпия газов на входе, кДж/кг	H_T'	10678
Температура газов на выходе, °С	ϑ_T''	976,457
Энтальпия газов на выходе, кДж/кг	H_T''	9305,28
Параметр М	М	0,4
Критерий Бугера	Bu	1,0263117
Эффективное значение критерия бугера	$B\ddot{u}$	0,9742128

Продолжение таблицы 2.7

Наименование величины	Обозначение	Величина
Коэффициент тепловой эффективности экранов	$\Psi_{\text{ср}}$	0,34226
Теплоемкость продуктов сгорания, кДж/кг	$(\nu c)_{\text{ср}}$	10,178
Общее количество теплоты полученное излучением из топки, кДж/кг	$Q_{\text{лцт}}$	1369,606
Среднее тепловое напряжение экранов топки, кВт/м ²	$q_{\text{л}}$	61,022

Центральная топка схематично изображена на рисунке 2.8.

2.2.9 Расчет радиационных пароперегревателей

Расход пара, кг/с, через радиационный и конвективный пароперегреватели:

$$D_{\text{рпп}} = D_{\text{кпп}} = D_{\text{пе}} - D_{\text{впр}} \quad (110)$$

где $D_{\text{рпп}}$ – расход пара через радиационный пароперегреватель, кг/с;

$D_{\text{шпп}}$ – расход пара через ширмовый пароперегреватель, кг/с;

$D_{\text{пе}}$ – номинальный расход острого пара, кг/с;

$D_{\text{впр}}$ – расход пара на впрыск, $D_{\text{впр}} = (0,05 \div 0,07) \cdot D_{\text{пе}}$, примем $D_{\text{впр}} = 0,05 \cdot 186,11 = 9,306$ кг/с.

$$D_{\text{рпп}} = D_{\text{кпп}} = 186,11 - 9,306 = 176,81.$$

Давление на выходе из барабана: $P_{\text{о}} = 1,12 \cdot P_{\text{не}} = 15,456$ МПа, давление на выходе из радиационного пароперегревателя: $P_{\text{рпп}} = P_{\text{не}} \cdot 1,044 = 14,794$ МПа.

Целью расчета радиационного пароперегревателя является определение энтальпии и температуры пара на выходе из него. Температура на входе в РПП равна температуре насыщения при давлении в барабане $t_{\text{рпп}} = t_{\text{s}}(P_{\text{о}}) = 344,5$ °С, энтальпии насыщенных воды и пара при этом равны соответственно $h' = 1627,7$ кДж/кг, $h'' = 2597,5$ кДж/кг (последняя при этом составляет энтальпию пара на входе в пароперегреватель $h'_{\text{рпп}} = h''$). Прирост энтальпии пара $\Delta h_{\text{рпп}}$, кДж/кг, в радиационном пароперегревателе определяется по формуле:

$$\Delta h_{\text{рпп}} = \frac{Q_{\text{рпп}} B_{\text{р}}}{(D_{\text{пе}} - D_{\text{впр}})} \quad (111)$$

где $Q_{\text{рпп}}$ – суммарное тепловосприятие радиационного пароперегревателя, кДж/кг;

B_p – расход топлива на котел, кг/с;

$D_{пе}$ – расход пара, кг/с;

$D_{впр}$ – расход пара на впрыск.

Суммарное тепловосприятие пароперегревателя, кДж/кг:

$$Q_{РПП} = Q_{РППп} + Q_{РППт}$$

где $Q_{РППп}$ – тепловосприятие пароперегревателя в области горизонтального газохода;

$Q_{РППт}$ – тепловосприятие пароперегревателя в области поворотной камеры.

Тепловосприятие $Q_{РППп}$, кДж/кг, пароперегревателя в области горизонтального газохода рассчитывается по следующей формуле:

$$Q_{ГГ} = \frac{q_{РППп}^0 \cdot \left(\frac{T_{ГГ}}{1273}\right)^2 \cdot F_{РППп}}{B_p} \quad (112)$$

где $q_{РППп}^0$ – теплонапряжение стен горизонтального газохода принимаем 35 кВт/м²;

$T_{ГГ}$ – средняя температура газов в горизонтальном газоходе $T_{ГГ} = 733$ К;

$F_{РППп}$ – площадь стен радиационного потолочного пароперегревателя $F_{РППп} = 199$ м²;

B_p – расход топлива на котел, кг/с.

$$Q_{РППп} = \frac{35 \cdot \left(\frac{733}{1273}\right)^2 \cdot 199}{35.001} = 169,674$$

Тепловосприятие $Q_{РППт}$, кДж/кг, пароперегревателя размещенного в топке рассчитывается по следующей формуле:

$$Q_{РППт} = \frac{q_{РППт}^0 \cdot F_{РППт}}{B_p} \quad (113)$$

где $q_{РППт}^0$ – теплонапряжение стен радиационного пароперегревателя в кольцевой топке, принимаем тоже, что Среднее тепловое напряжение экранов топки кВт/м², см. формулу (109)

$F_{РППт}$ – площадь стен радиационного пароперегревателя в кольцевой топке $F_{РППт} = 617.088$ м²;

B_p – расход топлива на котел, кг/с.

$$Q_{РППт} = \frac{91,524 \cdot 617.088}{35.001} = 1613,64$$

Суммарное тепловосприятие пароперегревателя, кДж/кг:
 $Q_{\text{рпп}} = Q_{\text{рппп}} + Q_{\text{рппт}} = 169,674 + 1613,64 = 1783,314$

Прирост энтальпии пара, кДж/кг, по формуле (111)

$$\Delta h_{\text{рпп}} = \frac{1783,314 \cdot 35,001}{186,11 - 9,306} = 353,026$$

Энтальпия пара на выходе из радиационного пароперегревателя равна

$$h''_{\text{рпп}} = h'_{\text{рпп}} + \Delta h_{\text{рпп}} \quad (114)$$

где $h'_{\text{рпп}}$ – энтальпия пара на входе в подогреватель, кДж/кг;
 $\Delta h_{\text{рпп}}$ – прирост энтальпии пара, кДж/кг.

$$h''_{\text{рпп}} = 2597,536 + 353,026 = 2950,562$$

По найденному значению энтальпии при давлении $P_{\text{рпп}}$ по найдем температуру пара, °С: $t''_{\text{рпп}} = f(P_{\text{рпп}}, h''_{\text{рпп}}) = 392,7678$

2.2.10 Расчет ширмового пароперегревателя

Задачей поверочного расчета ширмового пароперегревателя является определение при известных конструктивных характеристиках значений температуры газов за ширмами $\vartheta''_{\text{ш}}$ и температуры пара на выходе из них $t''_{\text{ш}}$.

В основу методики расчета положена методика последовательного приближения температуры газов на выходе из ширмовой поверхности $\vartheta''_{\text{ш}}$, обеспечивающей равенство между количеством воспринятого лучистого тепла из топки $Q''_{\text{шпп}}$, а также лучистого и конвективного тепла, отданного пароперегревателю от проходящих между ширмами газов $Q''_{\text{шпп}}$ и количеством тепла, переданного в процессе теплопередачи через поверхность нагрева $Q''_{\text{шпп}}$.

Ширмовый пароперегреватель имеет 2 ступени движения пара относительно газов противоточное. Расчет выполнен для двух ступеней.

Размеры ширмового подогревателя включая шаг труб обозначены на рисунке 2.9

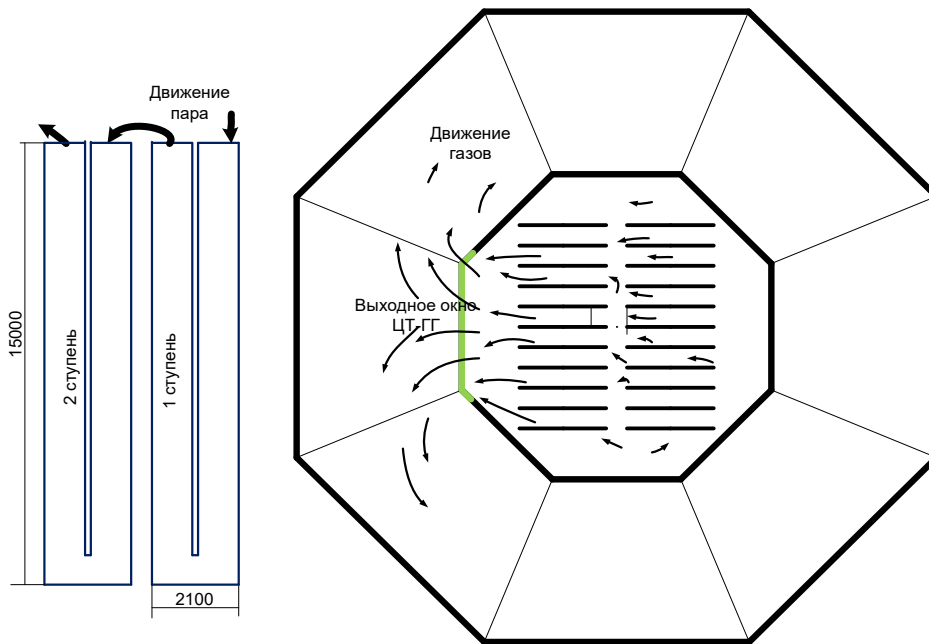


Рисунок 2.9 – Эскиз ширмового пароперегревателя

Конструктивные размеры, необходимые для расчета приведены в таблице:

Таблица 2.8 - Конструктивные данные ширм

Наименование величины	Обозначение	Величина
Высота ширм, м	A	15
Ширина ширм, м	B	2,101
Число ступеней ширм, шт	$N_{ш}$	2
Поперечный шаг ширм, м	s_1	0,5
Продольный шаг ширм, м	s_2	0.0046
Наружный диаметр трубок, м	d_n	0.0038
Внутренний диаметр трубок, м	$d_{вн}$	0.0026
Количество ширм в ступени, шт	z_1	11
Количество параллельно включенных труб в одной ленте ширм, шт	$n_{ш}$	24

Задаемся ориентировочно температурой газов на выходе из ступени ширмового пароперегревателя, °C: $\vartheta_{шпп}'' = 850$

Тепловосприятие ширм из топки, кДж/кг, определяется по формуле

$$Q_{шпп}^л = Q_{вх}^л - Q_{вых}^л, \quad (115)$$

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

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

$$Q_{\text{ВХ}}^{\text{Л}} = \frac{\beta_{\text{Ш}} \eta_{\text{В}} q_{\text{Л}} F_{\text{В.ОК}}}{B_{\text{р}}}, \quad (116)$$

где $\beta_{\text{Ш}}$ – коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между объемом топки и ширмовой поверхностью, $\beta_{\text{Ш}} = 0,6$;

$\eta_{\text{В}} = 0,8$ – коэффициент неравномерности восприятия по высоте топки;

$q_{\text{Л}} = 61,022$ – тепловое напряжение экранов центральной топки, кВт/м²;

$F_{\text{В.ОК}} = 65,184$ – площадь входного сечения ширм, м²;

$B_{\text{р}} = 35,001$ – расчетный расход топлива, кг/с.

$$Q_{\text{ВХ}}^{\text{Л}} = 39$$

Тепло излучения из топки и ширм 1 ступени на конвективные пароперегреватели, кДж/кг:

$$Q_{\text{ВЫХ}}^{\text{Л}} = \frac{Q_{\text{ВХ}}^{\text{Л}} (1 - a_{\text{Ш}}) \phi_{\text{Ш}}}{\beta_{\text{Ш}}} + \frac{5,67 \cdot 10^{-11} a_{\text{Ш}} F_{\text{ВЫХ}}^{\text{Л}} T_{\text{ср}} \varepsilon_{\text{П}}}{B_{\text{р}}}, \quad (117)$$

где $Q_{\text{ВХ}}^{\text{Л}}$ – теплота, полученная ширмовой поверхностью прямым излучением из топки, кДж/кг;

$a_{\text{Ш}}$ – степень черноты газов в ширмах;

$\phi_{\text{Ш}}$ – угловой коэффициент ширм;

$\beta_{\text{Ш}}$ – коэффициент;

$F_{\text{ВЫХ}}^{\text{Л}}$ – выходная излучающая поверхность ширм, м²;

$T_{\text{ср}}$ – средняя температура газов в ширмах, К;

$\varepsilon_{\text{П}} = 0,5$ – поправочный коэффициент, для углей;

$B_{\text{р}}$ – расчетный расход топлива, кг/с.

Угловой коэффициент

$$\phi_{\text{Ш}} = \sqrt{\left(\frac{B}{s_1}\right)^2 + 1} - \frac{B}{s_1} \quad (118)$$

где B – ширина ширм, м;

s_1 – шаг между ширмами, м.

$$\phi_{\text{Ш}} = \sqrt{\left(\frac{2,101}{0,5}\right)^2 + 1} - \frac{2,101}{0,5} = 0,12.$$

Степень черноты считается как

$$a_{\text{ш}} = 1 - e^{-kps} = 0,25001$$

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

p – давление в топке, $p=0,1$ МПа;

$s_{\text{ш}}$ – эффективная толщина излучающего слоя в ширмах, м.

$T_{\text{ш}}'' = \vartheta_{\text{ш}}'' + 273 = 850 + 273 = 1123$ К – температура газов на выходе из ширм.

Эффективная толщина излучающего слоя, м:

$$s_{\text{ш}} = \frac{1,8}{\frac{1}{A} + \frac{1}{B} + \frac{1}{s_1}} = 1,29 \quad (119)$$

Выходная излучающая поверхность ширм, м^2 , $F_{\text{вых}}^{\text{л}} = 116,761$;

Средняя температура газов в ширмах, К:

$$T_{\text{ср}} = \frac{\vartheta_{\text{ш}}' + \vartheta_{\text{ш}}''}{2} + 273, \quad (120)$$

где $\vartheta_{\text{ш}}' = \vartheta_{\text{т}}''$ – температура газов на входе в ширмовую поверхность, $^{\circ}\text{C}$;

$\vartheta_{\text{ш}}''$ – температура газов на выходе из ширмовой поверхности, $^{\circ}\text{C}$.

$$T_{\text{ср}} = \frac{973 + 850}{2} + 273 = 1307.$$

Тепло излучения из топки и ширм, кДж/кг, по формуле (117)

$$Q_{\text{вых}}^{\text{л}} = \frac{227 \cdot (1 - 0,25001) \cdot 0,12}{1} + \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,25001 \cdot 65.184 \cdot 1307 \cdot 0,5}{35.001} = 5,697$$

Лучистое тепловосприятие ширм, кДж/кг, по формуле (115)

$$Q_{\text{шпп}}^{\text{л}} = 39 - 5,697 = 33,142$$

Далее необходимо найти действительную температуру газов за ширмовым пароперегревателем.

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

$$Q_{\text{шпш}}^{\delta} = \varphi (H'_{\text{ш}} - H''_{\text{ш}}) \quad (121)$$

где $\varphi = 0,997$ – коэффициент сохранения тепла;

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

$H''_{\text{ш}}$ – энтальпия газов на выходе из ширм по температуре газов на выходе из ширм $\vartheta''_{\text{ш}}$ при α_T : $H''_{\text{ш}} = f(\alpha_T, \vartheta''_{\text{ш}}) = 7984$ кДж/кг.

$$Q_{\text{шпш}}^{\delta} = 0,997 \cdot (9305 - 7984) = 1318$$

Определив величину $Q_{\text{шпш}}^{\delta}$, далее найдем значение энтальпии пара на выходе из ширм, кДж/кг:

$$h'_{\text{ш}} = h''_{\text{ш}} - \frac{(Q_{\text{шпш}}^{\delta} + Q_{\text{шпш}}^{\lambda}) B_p}{D_{\text{шпш}}} \quad (122)$$

где $h'_{\text{ш}} = h''_{\text{рпш}}$ – энтальпия пара на входе в ширмы, кДж/кг;

$Q_{\text{шпш}}^{\delta}$ – количество теплоты, отданное газами пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг;

$Q_{\text{шпш}}^{\lambda}$ – лучистое тепловосприятие ширм, кДж/кг;

B_p – расчетный расход топлива на котел, кг/с;

$D_{\text{шпш}}$ – расход пара через ширмовый пароперегреватель, кг/с.

$$h'_{\text{ш}} = 3449.759 - \frac{(1318 + 33.142) \cdot 35.001}{186.111} = 3195.709$$

По энтальпии $h''_{\text{ш}}$ и давлению за ширмами $P_{\text{шпш}} = 14.1312$ МПа найдем температуру пара за ширмами, $^{\circ}\text{C}$: $t''_{\text{ш}} = f(P_{\text{шпш}}, h''_{\text{ш}}) = 457.1538$

Количество теплоты, переданное через поверхность нагрева за счет процесса теплопередачи, $Q_{\text{шпш}}^{\Gamma}$, кДж/кг, найдем следующим образом.

Скорость газов, м/с, при средней температуре

$$\omega_{\Gamma} = \frac{B_p V_{\Gamma} (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{f_{\text{шпш}}^{\Gamma} 273} \quad (123)$$

где B_p – расход топлива на котел, кг/с;
 $V_r = 6.10789392$ – суммарный объем дымовых газов, м³/кг;
 $\vartheta_{cp} = 913$ – средняя температура газов в ширмах, °С;
 $f_{шпп}^r = 66,67$ – живое сечение для прохода газов, м²;

$$\omega_r = \frac{35,001 \cdot 6.1078939 \cdot (913 + 273)}{66.67 \cdot 273} = 13.9$$

По полученной величине ω_r находим коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_k = f(\omega_r, d_n) = \alpha_n C_z C_\phi$. $\alpha_k = 66,353$.

Средняя скорость пара в ширмах рассчитывается по формуле, м/с:

$$\omega_{\Pi} = \frac{D_{шпп} v_{\Pi}}{f_{\Pi}} \quad (124)$$

где $D_{шпп}$ – расход пара через ширмовый пароперегреватель, кг/с;
 $v_{\Pi} = 0,022659$ – средний удельный объем пара, м³/кг, v_{Π} ;
 $f_{\Pi} = 0,140165$ – площадь живого сечения для прохода пара, м².

$$t_{шпп}^{cp} = \frac{545+457}{2} = 501,077 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тогда скорость пара, м/с:

$$\omega_{\Pi} = \frac{186,111 \cdot 0,022659}{0,140165} = 30,09.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы пару $\alpha_2 = 4635$ Вт/(м²К). Чтобы найти коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_{л}$, нужно предварительно найти температуру наружных загрязнений труб, °С:

$$t_3 = t_{шпп}^{cp} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{B_p (Q_{шпп}^6 + Q_{шпп}^7)}{F_{шпп}} \cdot 10^3 \quad (125)$$

где $t_{шпп}^{cp}$ – средняя температура пара в ширмах, °С;
 ε – коэффициент загрязнения поверхности, (м²К)/Вт,
 α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы пару, Вт/(м²К);
 B_p – расход топлива на котел, кг/с;
 $Q_{шпп}^6$ – количество теплоты, отданное газами пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг;

$Q_{\text{шпирм}}^{\text{л}}$ – лучистое тепловосприятие ширм, кДж/кг;
 $F_{\text{шпирм}}$ – площадь поверхности ширм, м².

$$t_3 = 501.077 + \left(0.008 + \frac{1}{4635}\right) \frac{35.001(1318 + 33.142)}{1372.793} 10^3 = 784.043$$

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания, $\alpha_{\text{л}} = 217 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Коэффициент теплоотдачи от газов, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$:

$$\alpha_1 = \xi \left(\alpha_{\text{к}} \frac{\pi d_{\text{н}}}{2s_2 x_{\text{ш}}} + \alpha_{\text{л}} \right) \quad (126)$$

где $\xi = 0,85$ – коэффициент использования, принимаем;
 $\alpha_{\text{к}}$ – коэффициент теплоотдачи конвекцией, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;
 $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр труб, м;
 s_2 – шаг между трубами в ленте ширмы, м;
 $x_{\text{ш}}$ – угловой коэффициент ширм;
 $\alpha_{\text{л}}$ – коэффициент теплоотдачи излучением, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

$$\alpha_1 = 0,85 \cdot \left(66,35 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,038}{2 \cdot 0,046 \cdot 0,99} + 72,632 \right) = 137,973$$

Коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(1 + \frac{Q_{\text{шпирм}}^{\text{л}}}{Q_{\text{шпирм}}^{\text{б}}} \right) \cdot \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \alpha_1} \quad (127)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от газов, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;
 $Q_{\text{шпирм}}^{\text{л}}$ – лучистое тепловосприятие ширм, кДж/кг;
 $Q_{\text{шпирм}}^{\text{б}}$ – количество теплоты, отданное газами пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг;
 ε – коэффициент загрязнения поверхности, $(\text{м}^2\text{К})/\text{Вт}$;
 α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы пару, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

$$k = \frac{137,973}{1 + \left(1 + \frac{33,142}{1318} \right) \cdot \left(0,008 + \frac{1}{463500} \right) \cdot 137,973} = 63,815$$

Температурный напор для ширм, °C : $\Delta t = \vartheta_{cp} - t_{шп}^{cp} = 913 - 501 = 412$

Количество тепла, переданного через стенки труб ширм за счет теплопередачи, кДж/кг, определяется по уравнению конвективного теплообмена

$$Q_{шп}^T = \frac{kF_{шп}\Delta t}{10^3 B_p} \quad (128)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²К);
 $F_{шп}$ – площадь поверхности ширм, м²;
 Δt – температурный напор ширм, °C;
 B_p – расход топлива на котел, кг/с.

$$Q_{шп}^T = \frac{63,815 \cdot 1372,793 \cdot 412}{35,001 \cdot 10^3} = 1032$$

Полученное тепловосприятие $Q_{шп}^T$ сравним с тепловосприятием $Q_{шп}^б$ путем определения расчетной погрешности δQ , %:

$$\delta Q = \left| \frac{Q_{шп}^T - Q_{шп}^б}{Q_{шп}^б} \right| \cdot 100\%$$

где $Q_{шп}^T$ – количество тепла, переданного через стенки труб ширм, кДж/кг;
 $Q_{шп}^б$ – количество теплоты, отданное газами пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг.

$$\delta Q = \left| \frac{1032 - 1318}{1318} \right| \cdot 100\% = -21,7\%$$

Полученное значение погрешности больше 2 %, следовательно, нужно произвести перерасчет, и изменить $\vartheta_{шп}''$, температуру газов на выходе из ступени ширмового пароперегревателя.

Пересчет второго приближения выполняется аналогично первому приближению, данные основных величин при пересчете занесем в таблицу 2.9:

Таблица 2.9 – Расчет ширмового пароперегревателя (2 приближение)

Наименование величины	Обозначение	Величина
Температура газов на выходе из ступени ШПП, °C	$\vartheta_{шп}''$	910
Тепловосприятие лучистое ширм из топки, кДж/кг	$Q_{шп}^л$	33,08
Тепловосприятие конвективное ширм из топки, кДж/кг	$Q_{шп}^б$	697

Продолжение таблицы 2.9

Наименование величины	Обозначение	Величина
Средняя температура газов в ширмах, К	T_{cp}	1216
Скорость газов при средней температуре, м/с	ω_r	14,3
Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы пару, Вт/(м ² К)	α_2	4635
Температура наружных загрязнений труб, °С	t_3	673,67
Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания, Вт/(м ² К)	α_l	63,753
Коэффициент теплоотдачи от газов, Вт/(м ² К)	α_1	131,236
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² К)	k	61,631
Температурный напор для ширм, °С	Δt	422
Количество тепла, переданного через стенки труб ширм за счет теплопередачи, кДж/кг	$Q_{шпп}^T$	1021

Полученное тепловосприятие $Q_{шпп}^T$ сравним с тепловосприятием $Q_{шпп}^6$ путем определения расчетной погрешности δQ , %:

$$\delta Q = \left| \frac{Q_{шпп}^T - Q_{шпп}^6}{Q_{шпп}^6} \right| \cdot 100\%$$

где $Q_{шпп}^T$ – количество тепла, переданного через стенки труб ширм, кДж/кг;
 $Q_{шпп}^6$ – количество теплоты, отданное газами пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг.

$$\delta Q = \left| \frac{697 - 1021}{1021} \right| \cdot 100\% = 46,5 \%$$

Полученное значение погрешности больше 2 %, необходимо найти $\vartheta_{шпп}''$ методом линейной интерполяции по следующей формуле:

$$\vartheta_{шпп}'' = \vartheta_{шпп2}'' + \frac{(Q_{шпп}^6 - Q_{шпп}^T)_2 \cdot (\vartheta_{шпп1}'' - \vartheta_{шпп2}'')}{(Q_{шпп}^6 - Q_{шпп}^T)_2 - (Q_{шпп}^6 - Q_{шпп}^T)_1} = 878.123$$

Энтальпия газов на выходе из первой ступени находится по температуре $\vartheta_{шпп}''$, и равняется $H''_{шпп} = 8278,5$ кДж/кг

Сведем данные полученные при расчете ширмового пароперегревателя и занесем их в таблицу 2.10:

Таблица 2.10 – Сводные данные расчета ширмового пароперегревателя

Наименование величины	Обозначение	Величина
Температура газов на выходе из ШПП, °С	$\vartheta''_{\text{шпп}}$	878,123
Энтальпия газов на выходе из ШПП, кДж/кг	$H''_{\text{шпп}}$	8278,5
Температура пара на выходе из ШПП, °С	$t''_{\text{шпп}}$	545
Энтальпия пара на выходе из ШПП, кДж/кг	$h''_{\text{шпп}}$	3449,759
Охлаждение газов в ШПП, °С	$\Delta\vartheta''_{\text{шпп}}$	98,334
Нагрев пара в ШПП, °С	$\Delta t''_{\text{шпп}}$	69,79
Количество тепла переизлученного на КПП, кДж/кг	$Q''_{\text{вых}}$	5,73

2.2.11 Расчет конвективного пароперегревателя

Тепловой расчет конвективного пароперегревателя выполняется конструктивным и поверочным методом, в зависимости от месторасположения в горизонтальном газоходе. Расчет 1вКПП выполнен поверочным последовательного приближения температуры газов на выходе, расчет 1пКПП и 2вКПП выполнен конструктивным методом, т.к. температура пара на входе и выходе была известна. Данные расчета занесены в таблицу 2.11:

Таблица 2.11 – Конструктивные и расчетные данные конвективных пароперегревателей

Наименование величины	Обозначение	1вКПП	1пКПП	2вКПП
Высота КПП, м	$h_{\text{кпп}}$	14	14	14
Ширина газохода КПП, м	$b_{\text{кпп}}$	4	4	4
Ширина пакета КПП, м	$b_{\text{тр}\cdot\text{кпп}}$	3,6	3,6	3,6
Наружный диаметр трубок, м	$d_{\text{н}}$	0,06	0,038	0,05
Внутренний диаметр трубок, м	$d_{\text{вн}}$	0,05	0,026	0,042
Поперечный шаг труб, м	s_1	0,12	0,12	0,12
Продольный шаг труб, м	s_2	0,0981	0,057	0,0981
Количество рядов труб, шт	z_1	115	115	115
Количество параллельно вкл. труб, шт	$n_{\text{тр}}$	3	3	3
Живое сечение для прохода газов, м ²	f^{Γ}	62,32	80,54	70,6
Живое сечение для прохода пара, м ²	f^n	1,3548	0,3663	0,955
Температура газов на входе, °С	ϑ'	878	714	567
Средняя температура газов, °С	$\vartheta_{\text{ср}}$	796	640	525
Скорость газов, м/с	ω_{Γ}	13,2	9	9
Температура газов на выходе, °С	ϑ''	714	5305	483
Температура пара на входе, °С	t'	403	392	326
Средняя температура пара, °С	$t_{\text{ср}}$	474	433	364
Скорость пара, м/с	$\omega_{\text{п}}$	15,9	9,05	18,08
Температура пара на выходе, °С	t''	545	475	403
Температурный напор, °С	Δt	321	206	160
Коэфф. теплоотдачи от газов к стенке	α_1	103	84	84

Продолжение таблицы 2.11

Наименование величины	Обозначение	1вКПП	1пКПП	2вКПП
Температура стенки и наружных загрязнений, °С	t_3	570	481	409
Коэффициент теплоотдачи от стенке к пару	α_2	630	3502	712
Коэффициент теплоотдачи	k	53,382	49,458	48,537
Тепловосприятие поверхности, кДж/кг	Q^T	1454	1514	832
Площадь поверхности теплообмена, м ²	F	3005.601	5195.473	3744.843

Конвективные пароперегреватели схематично изображены на рисунке 2.10:

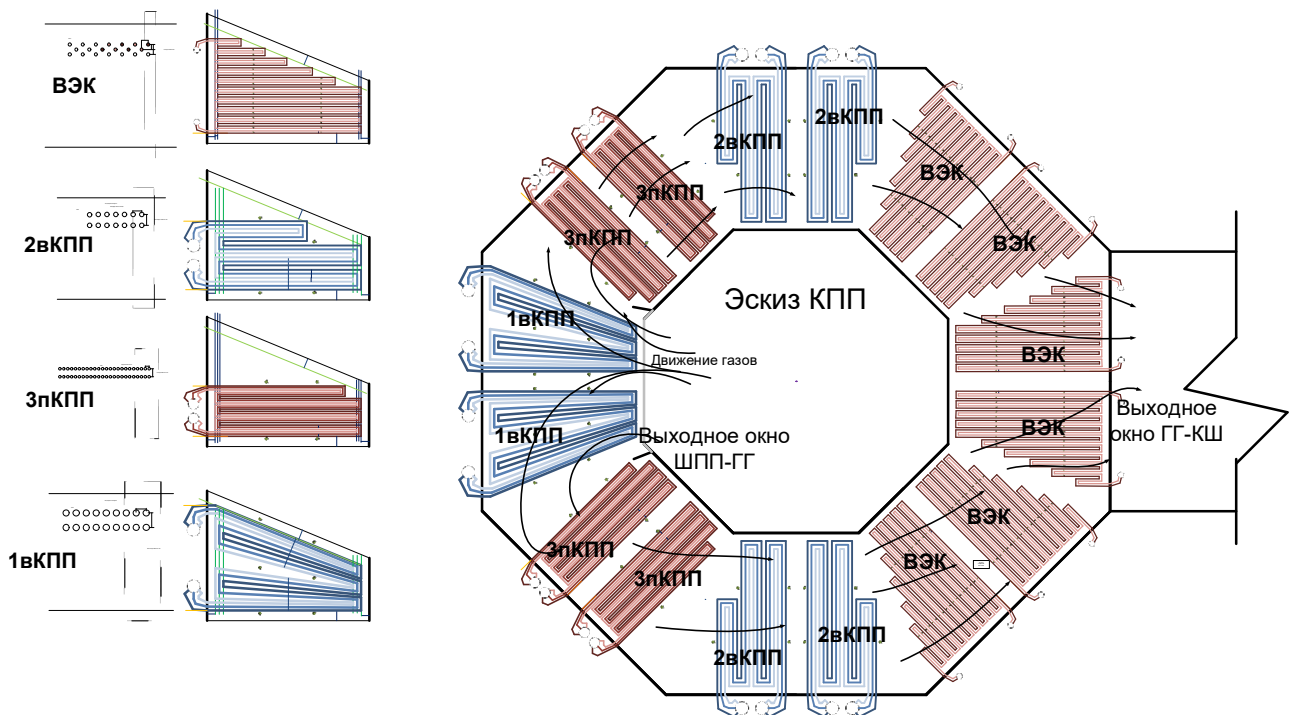


Рисунок 2.10 – Эскиз конвективных поверхностей

2.2.12 Расчет воздухоподогревателя

Трубчатый воздухоподогреватель рассчитывается конструктивно, т.е. целью расчета является определение его необходимой теплообменной поверхности

Тепловосприятие воздухоподогревателя, кДж/кг

$$Q_{ВП} = \left(\beta_{ГВ} + \frac{\Delta\alpha_{ВП}}{2} \right) (H''_{ВП} - H^0_{ХВ}) \quad (129)$$

где $\beta_{ГВ} = 0,916$ – коэффициент избытка воздуха на выходе из воздухоподогревателя;

$\Delta\alpha_{ВП}$ – величина присосов воздуха в воздухоподогревателе;

$H_{ГВ}^0$ – энтальпия воздуха на выходе из воздухоподогревателя, определяется по температуре $t_{взп}''$ для $\beta_e = 1$:

$$H_{ГВ}^0 = 1737 \text{ кДж/кг};$$

$H_{ХВ}^0$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг.

$$Q_{ВП} = \left(0,916 + \frac{0,03}{2}\right) (1737 - 177) = 1451,866$$

Зная $Q_{ВП}$, определим энтальпию и температуру газов перед воздухоподогревателем, кДж/кг:

$$H'_{ВП} = H''_{ВП} + \frac{Q_{ВП}}{\varphi} - \Delta\alpha_{ВП} H_{прс}^0 \quad (130)$$

где $H''_{ВП} = H_{уХ}^0$ – энтальпия газов за воздухоподогревателем, кДж/кг;

φ – коэффициент сохранения тепла;

$H_{прс}^0$ – количество тепла, вносимого присасываемым воздухом, кДж/кг, определяем по средней температуре подогреваемого воздуха $t_{ср} = \frac{t_{ГВ} + t_{ХВ}}{2} = 160$

$^{\circ}\text{C}$ для $\beta_{В} = 1$:

$$H_{прс}^0 = (\text{при } 160^{\circ}\text{C}) = 949,876$$

$$H'_{ВП} = 2801,095$$

По значению энтальпии $H'_{ВП}$ определяем температуру газов на входе в воздухоподогреватель: $\vartheta'_{ВП} = 300,49$ $^{\circ}\text{C}$.

Далее определим температурный напор с учетом поправочного коэффициента на перекрестное движение сред, $^{\circ}\text{C}$:

$$\Delta t_{ВП} = \psi \cdot \Delta t, \quad (131)$$

где $\psi = 1$ – поправочный коэффициент для трех ходов воздуха;

$$\Delta t_{ВП} = 1 \cdot 26,327 = 26,327$$

Для определения коэффициента теплопередачи $k_{ВП}$ принимаем скорость газов $\omega_{Г} = 12$ м/с и скорость воздуха $\omega_{В} = 7$ м/с.

Полное число труб воздухоподогревателя для прохода газов, шт:

$$z_{тр} = \frac{B_p \cdot V_{Г} (\vartheta_{ср} + 273)}{273 \cdot \omega_{Г} \cdot f_{ВП}} \quad (132)$$

где B_p – расчетный расход топлива, кг/с;
 V_r – объем газов, м³/кг, для воздухоподогревателя;
 $\vartheta_{cp} = (\vartheta''_{вп} + \vartheta'_{вп})/2$ – средняя температура газов в взп, °С, $\vartheta_{cp} = 225$;
 Ω_r – скорость газов, м/с;
 $f_{вп}^r$ – внутреннее сечение трубы для прохода газов, м²

$$f_{вп}^r = 0,785 \cdot d_{вп}^2 = 0,785 \cdot 0,037^2 = 0,001075$$

где $d_{вп}$ – внутренний диаметр труб, м.

Принимаем наружный диаметр $d_n = 0,04$ м, шаг труб $s_1 = 0,0855$ м, $s_2 = 0,042$ м;

$$z_{тр} = \frac{35,001 \cdot 6,4931 \cdot (225 + 273)}{273 \cdot 12 \cdot 0,001075} = 32162,742.$$

Число труб в одном ряду по ширине котла, шт:

$$z_1 = \frac{b_T}{s_1} - 1 \tag{133}$$

где b_T – ширина конвективной шахты, м, 15,5;

s_1 – шаг между трубами по ширине котла, м.

$$z_1 = \frac{15,5}{0,0855} - 1 = 181,287.$$

Число труб по глубине конвективной шахты, шт:

$$z_2 = \frac{z_{тр}}{z_1} \tag{134}$$

где $z_{тр}$ – полное число труб воздухоподогревателя, шт;

z_1 – число труб в одном ряду по ширине котла, шт.

$$z_2 = \frac{32162,742}{181,287} = 122.$$

Полная глубина трубной поверхности, м, (по ширине конвективной шахты)

$$a_{тр} = z_2 s_2 \tag{135}$$

где z_2 – число труб по глубине конвективной шахты, шт;
 s_2 – шаг между трубами по глубине конвективной шахты, м.

$$a_{\text{тр}} = 122 \cdot 0,042 = 7,451$$

Выбираем одно поточную схему выполнения воздухоподогревателя, следовательно, трубная поверхность разбивается на два пакета.

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке : $\alpha_1 = 42,48 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому воздуху: $\alpha_2 = 90,02 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$.

Коэффициент теплопередачи в воздухоподогревателе, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$

$$k_{\text{ВП}} = \xi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$$

где ξ – коэффициент использования;

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

α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому воздуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$.

Коэффициент использования находится как $\xi = \xi_0 - \Delta\xi$. Тогда $\xi = 0,9 - 0,05 = 0,85$.

$$k_{\text{ВП}} = 0,85 \cdot \frac{42,48 \cdot 90,02}{42,48 + 90,02} = 24,531.$$

Поверхность нагрева воздухоподогревателя, м^2 :

$$F_{\text{ВП}} = \frac{B_p \cdot Q_{\text{ВП}}}{k_{\text{ВП}} \cdot \Delta t_{\text{ВП}}} \cdot 10^3, \quad (136)$$

где B_p – расчетный расход топлива, кг/с;

$Q_{\text{ВП}}$ – тепловосприятие воздухоподогревателя, кДж/кг;

$k_{\text{ВП}}$ – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$;

$\Delta t_{\text{ВП}}$ – температурный напор, $^\circ\text{С}$.

$$F_{\text{ВП}} = \frac{35,001 \cdot 1451,866}{24,531 \cdot 26,327} \cdot 10^3 = 78682,881$$

Далее находим необходимую полную высоту труб воздухоподогревателя, м:

$$h_{\text{ВП}} = \frac{F_{\text{ВП}}}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot z_{\text{тр}}} = 19,714. \quad (137)$$

Трубчатый воздухоподогреватель изображен на рисунке 2.11:

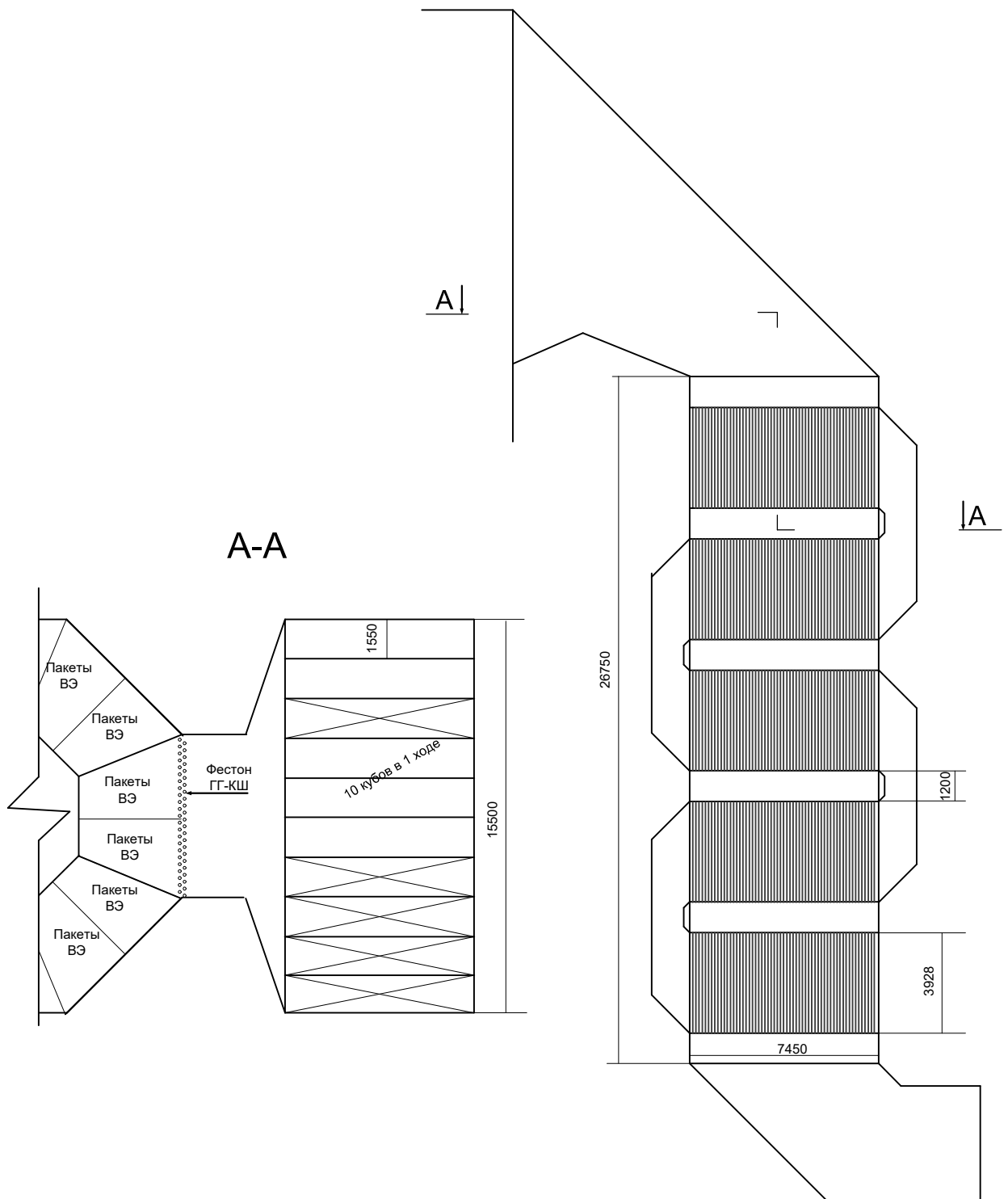


Рисунок 2.11 – Эскиз воздухоподогревателя

2.2.13 Расчет водяного экономайзера

Целью расчета водяного экономайзера является определение его необходимой теплообменной поверхности. Водяной экономайзер изображен на рисунке 2.10

Сначала зададимся необходимыми характеристиками труб: наружный и внутренний диаметры труб $d_n = 0,028$ м, $d_{вн} = 0,02$ м; шаги труб $s_1 = 0,09$ м, $s_2 = 0,06$ м.

Тепловосприятие ступени ВЭ, кДж/кг, определяется как

$$Q_{\text{ЭК}}^{\text{б}} = \varphi (H'_{\text{ЭК}} - H''_{\text{ЭК}} + \Delta\alpha_{\text{ЭК}} \cdot H_{\text{ХВ}}^0) \quad (138)$$

где φ – коэффициент сохранения тепла;

$H'_{\text{ЭК}}$ – энтальпия газов на входе в экономайзер, кДж/кг;

$H''_{\text{ЭК}} = H'_{\text{ВП}}$ – энтальпия газов на выходе из экономайзера, кДж/кг;

$\Delta\alpha_{\text{ЭК}}$ – величина присосов воздуха в экономайзере;

$H_{\text{ХВ}}^0$ – количество тепла, вносимого в экономайзер присасываемым холодным воздухом, кДж/кг.

$$Q_{\text{ЭК}}^{\text{б}} = 0,997(4471 - 2801,095 + 0,02 \cdot 177) = 1668,818$$

По величине $Q_{\text{ЭК}}^{\text{б}}$ определяется энтальпия воды на выходе из водяного экономайзера, кДж/кг

$$h''_{\text{ЭК}} = h'_{\text{ЭК}} + \frac{B_{\text{р}} \cdot Q_{\text{ЭК}}^{\text{б}}}{D_{\text{ВЭК}}}, \quad (139)$$

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

$D_{\text{ВЭК}} = 187,972$ – расход питательной воды через экономайзер котла, кг/с;

$$h''_{\text{ЭК}} = 1386,294$$

По найденной энтальпии питательной воды определяем температуру питательной воды на выходе из экономайзера: $t''_{\text{ЭК}} = 254,57^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t_{\text{ВЭ}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,31 \cdot \ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (140)$$

$$\Delta t_{\text{б}} = \vartheta'_{\text{ЭК}} - t''_{\text{ЭК}} = 174^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta''_{\text{ЭК}} - t'_{\text{ЭК}} = 52,74^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{ВЭ}} = \frac{17,74}{2,31 \cdot \ln \frac{174}{52,74}} = 101,157^{\circ}\text{C}$$

Скорость дымовых газов, м/с

$$\omega_{\Gamma} = \frac{B_{\text{p}} V_{\Gamma} (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{273 f_{\text{вЭК}}^{\Gamma}}, \quad (141)$$

где $\vartheta_{\text{ср}}$ – расчетная средняя температура газов в экономайзере, °С;
 $f_{\text{вЭК}}^{\Gamma}$ – площадь живого сечения для прохода газов, м²

$$f_{\text{вЭ}}^{\Gamma} = 2 \cdot (h_{\text{вЭ}} - b_{\text{вЭ}}) - z_1 b_{\text{т}} d_{\text{н}},$$

где $h_{\text{вЭ}}$ – высота конвективной шахты, м;
 $b_{\text{вЭ}}$ – ширина газохода КПП, м;
 $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр труб, м.

$$z_1 = \frac{h_{\text{вЭ}}}{s_1} - 1 \quad (142)$$

где $h_{\text{вЭ}}$ – высота конвективной шахты, м;
 s_1 – поперечный шаг труб, м.

$$\begin{aligned} z_1 &= 154 \\ f_{\text{вЭК}}^{\Gamma} &= 80.95 \\ \omega_{\Gamma} &= 6.7. \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией : $\alpha_{\text{к}} = 0.16882 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$.

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке определяется как $\alpha_1 = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}$.

Коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \alpha_1}, \quad (143)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$;
 ε – коэффициент загрязнения конвективной поверхности, $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})/\text{Вт}$,
определяем аналогично как и при расчете конвективного пароперегревателя:

$$k = 59,131$$

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot C_{\text{фр}} \cdot C_d + \Delta\varepsilon, \quad (144)$$

где $\varepsilon_0 = 0,0036$ – исходный коэффициент загрязнения, $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})/\text{Вт}$;

$C_d = 0,7$ – поправка на диаметр;
 $\Delta\varepsilon = 0,0034$ – поправка, для бурых углей составляет, $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})/\text{Вт}$;
 $C_{\text{фр}}$ – поправка на фракционный состав золы.
 $\varepsilon = 0,00592$

Площадь поверхности нагрева, м^2

$$F_{\text{ЭК}} = \frac{B_p \cdot Q_{\text{ЭК}}^{\text{б}}}{k \cdot \Delta t} \cdot 10^3, \quad (145)$$

где k – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$;

$$F_{\text{ЭК}} = \frac{1668,818 \cdot 35,001}{59,131 \cdot 101,157} \cdot 1000 = 9764,941$$

2.2.14 Составление прямого баланса котла

Завершающим этапом распределения тепловосприятий является проверка правильности распределения с помощью определения расчетной невязки теплового баланса котельного агрегата, $\text{кДж}/\text{кг}$

$$\Delta Q = Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} - (Q_{\text{лкт}} + Q_{\text{лцт}} + Q_{\text{шпп}}^{\text{б}} + Q_{\text{кпп}}^{\text{б}} + Q_{\text{ЭК}}^{\text{б}}) \left(\frac{100 - q_4}{100} \right)$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – теплота сгорания топлива, $\text{кДж}/\text{кг}$;
 $\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}}$ – коэффициент полезного действия котла в относительных единицах;
 $Q_{\text{лкт}}$ – тепловосприятие поверхности нагрева в кольцевой топке, $\text{кДж}/\text{кг}$;
 $Q_{\text{лцт}}$ – тепловосприятие поверхности нагрева в центральной топке, $\text{кДж}/\text{кг}$;
 $Q_{\text{шпп}}^{\text{б}}$ – тепловосприятие ширмового пароперегревателя, $\text{кДж}/\text{кг}$;
 $Q_{\text{кпп}}^{\text{б}}$ – тепловосприятие конвективного пароперегревателя, $\text{кДж}/\text{кг}$;
 $Q_{\text{ЭК}}^{\text{б}}$ – тепловосприятие водяного экономайзера, $\text{кДж}/\text{кг}$;
 q_4 – потеря от механического недожога, %.

$$\Delta Q = 3850 \cdot 0,922 - (7082 + 1373 + 1026,734 + 3802 + 1668,8) \cdot 0,995 = -5,337$$

Относительная величина невязки, %:

$$\delta Q = \left| \frac{\Delta Q}{Q_{\text{п}}^{\text{р}}} \right| \cdot 100\% = 0,033.$$

Величина невязки меньше 0,5%, значит расчет поверхностей нагрева котла выполнен верно и тепловой расчет заканчивается.

2.3 Выбор и расчет систем пылеприготовления, углеразмольных и горелочных устройств

2.3.1 Тепловой расчет сушильно-мельничной системы

2.3.1.1 Выбор сушильного агента и его температуры

Так выход летучих $V_f = 48,5$ % больше чем 25 % выбираем газовую сушку. Температура на выходе из сушильно-мельничной системы $t_{2м} = 140$ °С.

2.3.1.2 Предварительный выбор размольного устройства и схемы пылеприготовления

Выбор типа мельниц производится в зависимости от физических свойств топлива (коэффициента размолоспособности, выхода летучих) и мощности котельного агрегата. Для заданного топлива выход летучих $V_f = 48,5$ %, коэффициент размолоспособности $k_{лo} = 1,15$ выберем в качестве размольного устройства мельницу вентилятор МВ 2700/850/590, в качестве схемы пылеприготовления выберем индивидуальную схемы пылеприготовления с прямым вдуванием (схематично представлена на рисунке 2.12)

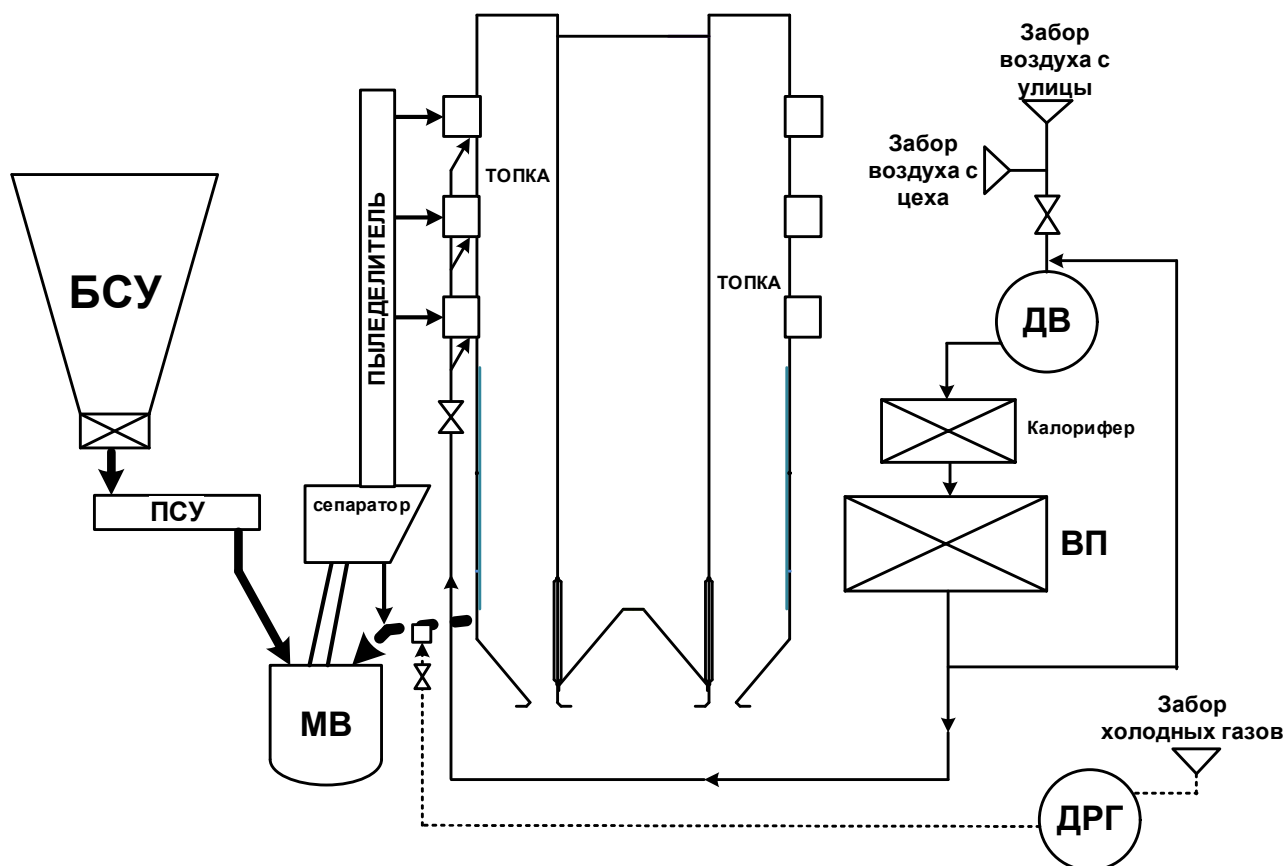


Рисунок 2.12 – Схема пылеприготовления

2.3.1.3 Тепловой баланс сушильно-мельничной системы

Произведем тепловой расчет сушильно-мельничной системы
Приходные статьи баланса

$$q_{\text{прих}} = q'_{\text{г}} + q_{\text{мех}} + q_{\text{прис}} \quad (146)$$

где $q'_{\text{г}}$ – физическое тепло, вносимое с газами, кДж/кг;
 $q_{\text{мех}}$ – тепло, выделяющееся в результате работы размалывающих органов, кДж/кг;
 $q_{\text{прис}}$ – тепло внесенное с присосанным воздухом, кДж/кг. г

Физическое тепло, вносимое с газами, подаваемыми для сушки и транспортировки пыли в системе пылеприготовления, кДж/кг

$$q'_{\text{г}} = g_{\text{г}} \cdot c_{\text{г}} \cdot t'_{\text{г}} \quad (147)$$

где $t'_{\text{г}}$ – температура газов, подаваемых в систему принята равной 600°C;
 $c_{\text{г}}$ – теплоемкость газов, принята равной 1.13 кДж/(кг*град);
 $g_{\text{г}}$ – количество газов, кг/кг, является неизвестной величиной и определяется по результату расчета из теплового баланса.

Тепло, внесенное с присосанным воздухом, кДж/кг:

$$q_{\text{прис}} = K_{\text{прис}} \cdot g_{\text{г}} \cdot c_{\text{хв}} \cdot t_{\text{хв}} \quad (148)$$

где $K_{\text{прис}} = 0,18$ – коэффициент присоса;
 $t_{\text{хв}}$ – температура холодного воздуха °С;
 $c_{\text{хв}}$ – теплоемкость холодного воздуха °С кДж/(кг*град);

Расходные статьи баланса

$$q_{\text{расх}} = q_{\text{исп}} + q''_{\text{г}} + q_{\text{тл}} + q_{\text{б}} \quad (149)$$

где $q_{\text{исп}}$ – тепло, затрачиваемое на испарение влаги, кДж/кг;
 $q''_{\text{г}}$ – тепло, уносимое из установки сушильным агентом (в данном случае – с дымовыми газами), кДж/кг;
 $q_{\text{тл}}$ – тепло, затрачиваемое на подогрев топлива, кДж/кг;
 $q_{\text{б}}$ – потери тепла от охлаждения установки в окружающую среду, кДж/кг.

Тепло, уносимое сушильным агентом (газами) из системы пылеприготовления, кДж/кг:

$$q''_{\Gamma} = (1 + K_{\text{прис}}) \cdot g_{\Gamma} \cdot c_{\Gamma} \cdot t_2 \quad (150)$$

где $K_{\text{прис}} = 0,18$ – коэффициент присоса;
 c_{Γ} – теплоемкость газов, = 1.13 кДж/(кг·град);
 g_{Γ} – количество газов, кг/кг, является неизвестной величиной и определяется по результату расчета из теплового баланса.

Для нахождения величины g_{Γ} кг/кг составим уравнение теплового баланса и решим его методом линейного уравнения с одной неизвестной:

$$(g_{\Gamma} \cdot c_{\Gamma} \cdot t'_{\Gamma}) + (q_{\text{мех}}) + (K_{\text{прис}} \cdot g_{\Gamma} \cdot c_{\text{хв}} \cdot t_{\text{хв}}) = q_{\text{исп}} + ((1 + K_{\text{прис}}) \cdot g_{\Gamma} \cdot c_{\Gamma} \cdot t_2) + q_{\text{тл}} + q_5$$

Подставим известные величины и решим уравнение:

$$(g_{\Gamma} \cdot 1.13 \cdot 600) + 3.6 + (0.2 \cdot g_{\Gamma} \cdot 1.322 \cdot 30) = 581.223 + ((1 + 0.2) \cdot g_{\Gamma} \cdot 1.13 \cdot 135) + 129.591 + 2.217$$

$$g_{\Gamma} = 1.4108$$

2.3.1.4 Пересчет производительности углеразмольных мельниц на другое топливо

На производительность мельницы оказывает влияние целый ряд факторов: размолоспособность топлива, начальный размер кусков, конечная тонкость помола, начальная влажность топлива, конечная влажность (пыли) и ряд других факторов. В таблицах характеристик мельничных устройств обязательно указывается, по какому топливу (эталонному) определена ее производительность. При использовании размольных устройств на других топливах следует произвести перерасчет.

Пересчет размольной производительности ШБМ, СМ, ММА, ММТ и МВ производится по следующей формуле, т/ч:

$$B'' = B'_M \cdot \frac{K''_{\text{ло}} \cdot \Pi''_{\text{вл1}} \cdot \Pi''_{\text{вл2}} \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{R'_{90}}}}{K'_{\text{ло}} \cdot \Pi'_{\text{вл1}} \cdot \Pi'_{\text{вл2}} \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{R''_{90}}}} \quad (151)$$

где B'' , B'_M – производительность мельницы на рассчитываемом и эталонном топливах: с одним штрихом для эталонного и двумя штрихами для исследуемого топлива;

$\Pi_{\text{вл1}}$, $\Pi_{\text{вл2}}$, – поправочные коэффициенты, учитывающие влияние влажности топлива на его размолоспособность

$$B'' = 44 \cdot \frac{1.15 \cdot 0.61 \cdot 1.213 \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{R'_{90}}}}{1.7 \cdot 0.477 \cdot 1.866 \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{R''_{90}}}} = 23.091$$

По найденному из теплового баланса значению расхода сушильного агента, кг/кг, подсчитывается ограничиваемая условиями сушки производительность (сушильная производительность, кг/с) мельницы:

$$B_c = \frac{V_{MB} \cdot \beta}{g_{ca} \cdot (0.774 + 0.786 \cdot K_{прис} + 0.00125 \cdot d'_{см} + 1.245 \cdot \Delta W)} \quad (152)$$

где g_{ca} – расход сушильного агента, кг/кг, при: воздушной сушке;

$K_{прис}$ – присосы воздуха в мельничной установке;

β – поправочный коэффициент на барометрическое давление и температуры аэросмеси;

$d'_{см}$ – влагосодержание сушильного агента на входе в мельницу;

где ΔW – количество испаренной влаги на 1 кг сырого топлива, кг/кг.

$$B_c = \frac{19.975 \cdot 0.648}{1.4108 \cdot (0.774 + 0.786 \cdot 0.2 + 0.00125 \cdot 115.396 + 1.245 \cdot 0.221)} = 6,796$$

2.3.1.5 Выбор размольного устройства

Так как сушильная производительность и производительность мельницы по топливу на исследуемом топливе больше чем на эталонном, то это свидетельствует о том, что выбранный ранее типоразмер мельницы, а также тип сушильного агента и его температура удовлетворяют как по размольной, так и по сушильной производительности и расчет сушильно-мельничной системы считается законченным. Выбираем MB 2700/850/590.

2.3.2 Расчет горелочных устройств

Горелочное устройство выбирается в зависимости от способа сжигания (твердое или жидкое шлакоудаление), тепловой мощности горелки и марки сжигаемого топлива.

2.3.2.1 Выбор типоразмера горелочных устройств

Так как заданное топливо высокорекреационное выберем прямоточную горизонтально-щелевую горелку с чередующейся подачей пылевоздушной смеси

2.3.2.2 Расчет проходных сечений

Для расчета проходных сечений нам необходимо выбрать скорость газов и воздуха в сечении горелки, а также найти расход смеси и воздуха, который будет зависеть от объема газов, воздуха, водяных паров.

Расход первичной пылевоздушной смеси через одну горелку, м³/с, определяется по формуле:

$$V_1 = \frac{B_p}{z_r} \cdot \left(\frac{g_r}{\rho_r} \cdot \left(1 + 1.5 \cdot (K_{\text{прис}}) + \frac{\Delta W}{\rho_{\text{вп}}} + \frac{g_{\text{перв}}}{\rho_v} \right) \cdot \frac{273+t_2}{273} \right) \quad (153)$$

где B_p – расход топлива на котел, кг/с;
 z_r – количество установленных на котле горелок;
 $\rho_v = 1,285$ кг/м³ – плотность воздуха;
 $\rho_{\text{вп}} = 0,804$ кг/м³ – плотность водяных паров;
 t_2 – температура пылевоздушной смеси перед горелками, °С.

$$V_1 = \frac{35.001}{18} \cdot \left(\frac{1.41108}{1,3} \cdot \left(1 + 1.5 \cdot (0.2) + \frac{0.221}{0.804} + \frac{3.153}{1.285} \right) \cdot \frac{273+1}{273} \right) = 16,954$$

Проходное сечение канала первичной смеси, м²:

$$F_1 = \frac{W_1}{V_1} \quad (154)$$

где W_1 – рекомендуемая скорость в канале первичной смеси, м/с. выбираем $W_1 = 29$;

V_1 – расход первичной пылевоздушной смеси через одну горелку.

$$F_1 = 1.08$$

Расход воздуха через одну горелку, м³/с, определяется по формуле:

$$V_2 = \frac{V_B^0 \cdot \alpha_2 \cdot B_p}{z_r} \cdot \left(\frac{273+t_{\text{ГВ}}}{273} \right) \quad (155)$$

где $t_{\text{ГВ}}$ – температура воздуха за воздухоподогревателем, °С, (см. тепловой расчет котла);

α_2 – коэффициент расхода вторичного воздуха;

z_r – количество установленных на котле горелок;

B_p – расход топлива на котел, кг.

$$V_2 = \frac{4.46 \cdot 0.626}{18} \cdot \left(\frac{273+290}{273} \right) = 11,197$$

Прходное сечение канала вторичного воздуха, м²:

$$F_2 = \frac{W_2}{V_2} \quad (156)$$

где W_2 – рекомендуемая скорость в канале вт. возд, м/с, выбираем $W_1 = 48$;
 V_2 – расход вторичного воздуха через одну горелку.

$$F_2 = 0.233$$

2.3.2.3 Определение конструктивных размеров щелевых прямоточных горелок

После нахождения проходных сечений составим эскиз горелки и обозначим все необходимые размеры (Рисунок 2.13)

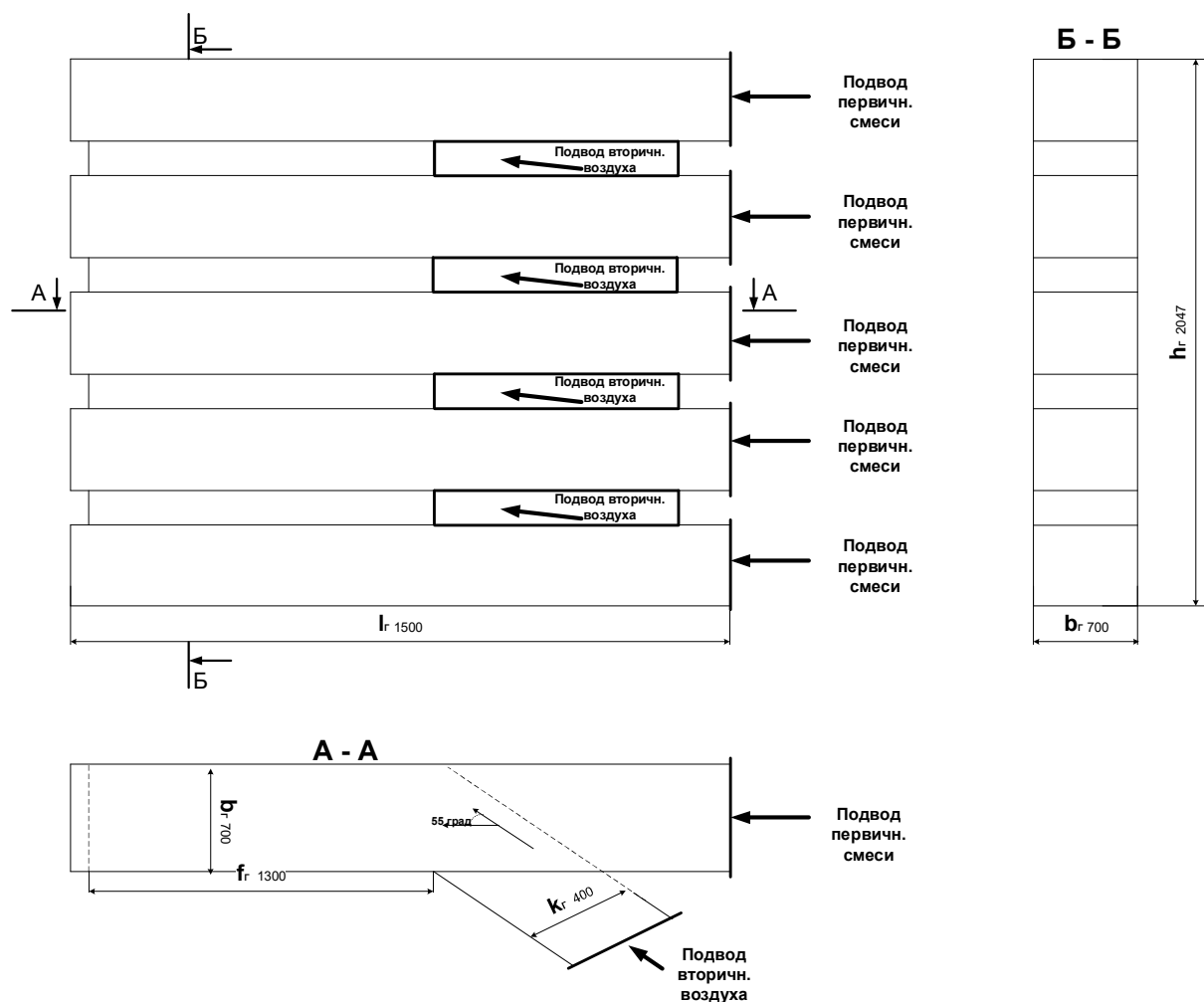


Рисунок 2.13– Эскиз горелки

2.4 Аэродинамический расчет газового и воздушного тракта парового котла

2.4.1 Расчет газового тракта

2.4.1.1 Расчет сопротивлений газового тракта

Целью расчета является выбор необходимого типоразмера дымохода на основе определения производительности тяговой системы и перепада полных давлений в газовом тракте. Аэродинамический расчет газового тракта котла выполняется по данным теплового расчета. Данные аэродинамического расчета приведены в таблице 2.12:

Таблица 2.12 – Данные аэродинамического расчета

Участок тракта	Диаметр труб d , м	Число рядов труб по ходу газов Z_2	Отношение шага труб к диаметру		Длина продольной омываемой трубки, м	Диаметр сечения d_3 , м	Средняя температура газов $\vartheta_{\text{ср}}$, °C	Средняя скорость газов W_2 , м/с	Коэффициент местных сопротивлений ξ_M	Динамическое давление, h_d , Па	Сопротивление, Δh , Па
			σ_1	σ_2							
Поворот 90° на выходе из КТ	-	-	-	-	-	-	1111	8	1	8,4	8,4
Фестон КТ-ЦТ	0,06	3	3,25	1,67	-	-	1111	11,3	0,08	16	5,2
ШПП	-	-	-	-	-	1	927	14,1	-	29	17,4
Поворот 90° на выходе из ШПП	-	-	-	-	-	-	878	12,6	1	23	23
Фестон ЦТ-ГГ	0,06	4	4,33	1,67	-	-	878	13,8	0,066	30	9,9
1вКПП	0,06	18	2	1,63	-	-	796	13	4,516	29	130,9
1пКПП	0,038	48	3,16	1,5	-	-	640	9	5,04	16	80,6
2вКПП	0,05	24	2,4	1,96	-	-	524	9	5,14	17	87,39
ВЭ	0,028	84	3,21	2,14	-	-	391	6,17	3,2	-	288,5
Фестон ГГ-КШ	0,06	2	1,67	1,67	-	-	300	10,3	0,15	11	4,95
Поворот 90° на выходе из ГГ	-	-	-	-	-	-	300	5,22	1	8	8
ВП	0,037	-	-	-	19,7	-	225	12	0,8вх	50	1181
Поворот 125° на выходе из КШ	-	-	-	-	-	-	150	3	1,2	7	8,4
Газоход КШ-ЗУ	-	-	-	-	-	5,83	150	10	0,45	45	10,16
ЗУ	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	200
Газоход ЗУ-ДТ	-	-	-	-	-	6,85	150	6,93	0,45	22	5,17
вход в ДТ	-	-	-	-	-	-	-	-	0,8	27	21,6
ДТ	-	-	-	-	275	-	-	25	1+тр	240	302,5

Сопротивление газового тракта котельного агрегата с уравновешенной тягой складывается из сопротивления трубчатых поверхностей нагрева, расположенных в газоходах, местных сопротивлений, сопротивления трения при движении в газоходах как в пределах парогенератора, так и вне него, самотяги.

2.4.1.2 Расчет самотяги

Величина самотяги, Pa , любого вертикального участка газопровода, включая дымовую трубу, определяется по формуле:

$$h_c = \pm H \cdot g \cdot \left(1,23 - \rho_0 \cdot \frac{273}{\vartheta_c + 273} \right) \quad (157)$$

где $h^{кш}$ – высота рассчитываемого участка газопровода, m ;

$g = 10 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

ρ_0 – плотность дымовых газов при нормальных условиях, $\rho_0 = 1,23 \text{ кг/м}^3$;

ϑ_c – средняя температура газов на расчетном участке, $^{\circ}\text{C}$.

Расчет самотяги будем производить для трех участков: для центральной топке $H^{цт} = 36,4 \text{ м}$, конвективной шахты $H^{кш} = 37 \text{ м}$, и для дымовой трубы, $H^{дт} = 275 \text{ м}$.

Средняя температура газов в центральной топке $\vartheta^{цт} = 994 \text{ }^{\circ}\text{C}$, конвективной шахте $\vartheta^{кш} = 225 \text{ }^{\circ}\text{C}$, в дымовой трубе, $\vartheta^{дт} = 135 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Тогда самотяга центральной топке $h_{сцт} = 311,697 \text{ Па}$, конвективной шахты $h_{скш} = -188,254 \text{ Па}$, дымовой трубы $h_{сдт} = 934,531 \text{ Па}$.

Суммарная самотяга котельной установки, Pa :

$$h_c = h_{сцт} + h_{скш} + h_{сдт} = 311,697 + (-188,254) + 934,531 = 1057,983$$

2.4.1.3 Расчет перепада полных давлений по газовому тракту

Суммарное сопротивление газопровода, Pa , определяется по формуле:

$$\Delta H = \sum \Delta h_{т-зу} \times (1 + \mu_{мас}) + \sum \Delta h_{зу-дт}, \quad (158)$$

где $\sum \Delta h_{т-зу}$ – сумма сопротивлений на участке топка – золоуловитель (включая сопротивление золоуловителя), Pa ;

$\mu_{мас}$ – массовая концентрация золы в дымовых газах, кг/кг ;

$\sum \Delta h_{зу-дт}$ – сумма сопротивлений на участке золоуловитель – дым. труба, Pa .

Сумма сопротивлений, на участке топка – золоуловитель, золоуловитель дымовая труба подсчитывается по выражению

$$\sum \Delta h_{T-zy} = \Delta h_{шпш} + \Delta h_{кпп} + \Delta h_{вэк} + \Delta h_{вп} + \Delta h_M + \Delta h_{zy}, \quad (159)$$

- где $\Delta h_{шпш}$ – аэродинамическое сопротивление ШПП, Па;
 $\Delta h_{кпп}$ – аэродинамическое сопротивление КПП(общее), Па;
 $\Delta h_{вэк}$ – аэродинамическое сопротивление водяного экономайзера, Па;
 $\Delta h_{вп}$ – аэродинамическое сопротивление воздухоподогревателя, Па;
 Δh_M – местные сопротивления включая сопротивления газоходов, Па;

$$\sum \Delta h_{T-zy} = 17,4 + 299 + 288 + 1181 + 191,18 + 200 = 2393,6.$$

Перепад полных давлений по газовому тракту, Па.:

$$H_{\Pi} = h_T'' + \Delta H - H_c, \quad (160)$$

- где h_T'' – разрежение на выходе из топки, Па;
 ΔH – суммарное сопротивление газового тракта, Па;
 H_c – суммарная самотяга котельной установки, Па.
 $H_{\Pi} = 30 + 2393,6 - 1057,983 = 1365,613$

2.4.1.4 Выбор типоразмера дымососа

Выбор марки дымососа сводится к подбору агрегата, обеспечивающего необходимые производительность и разрежение, определенные при расчете газового тракта, и потребляющей наименьшее количество энергии при эксплуатации.

Производительность дымососа, м³/ч, определяется по формуле:

$$Q_p = \beta_1 \cdot V_{\partial}, \quad (161)$$

- где $\beta_1 = 1,1$ – коэффициент запаса;
 V_{∂} – расход газов при номинальной нагрузке котла, м³/ч.
 Расход газов рассчитывается по выражению, м³/ч:

$$V_{\partial} = B_p \cdot \left(V_{yx.z} + \Delta \alpha \cdot V_B^{\circ} \right) \cdot \frac{\vartheta_{\partial} + 273}{273}, \quad (162)$$

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

$V_{yx.z}$ – объем уходящих газов, м³/ч, принимается для воздухоподогревателя из таблицы 2.4;

$\Delta\alpha$ – присосы воздуха в газоход на участке между воздухоподогревателем и дымососом, $\Delta\alpha = 0,1$;

V_b° – теоретически необходимый для горения объем воздуха, м³/ч;

ϑ_∂ – температура газов перед дымососом, °С.

$$V_\partial = 31,001 \cdot (6,493 + 0,1 \cdot 4,46) \cdot \frac{137,8 + 273}{273} \cdot 3600 = 1355292$$

Производительность дымососа:

$$Q_p = 1,1 \cdot 1355292 = 1490821.$$

Так как на котел устанавливается два дымососа, производительность одного дымососа, м³/с, определится как:

$$Q_\partial = \frac{Q_p}{2},$$

где Q_p – производительность дымососа, м³/ч.

$$Q_\partial = \frac{1490821}{2} = 745410.$$

Расчетный напор дымососа, Па.:

$$H_d = \beta_2 \cdot H_{II},$$

где $\beta_2 = 1,2$ – коэффициент запаса;

H_{II} – перепад полных давлений по газовому тракту, Па

$$H_d = 1638,736.$$

По найденным значениям производительности Q_∂ и напору H_d , выбираем необходимую марку дымососа: дымосос Д-25*2ШБ с частотой вращения $n=585$ об/мин

Расчетная мощность двигателя, кВт:

$$N_{\text{д}} = \beta_3 \cdot \frac{Q_{\text{д}} \cdot H_{\text{д}} \cdot 10^{-3}}{\eta_{\text{д}}}, \quad (163)$$

где $\beta_3 = 1,05$ – коэффициент запаса по потребляемой мощности;

$Q_{\text{д}}$ – производительность дымососа, м³/ч;

$H_{\text{д}}$ – расчетный напор дымососа, Па;

Коэффициент полезного действия определяется в зависимости от производительности $Q_{\text{д}}$, тыс, м³/ч., и напора $H_{\text{д}}$, Па, $\eta_{\text{д}} = 0,68$.

$$N_{\text{д}} = 1,05 \cdot \frac{745410 \cdot 1638 \cdot 10^{-3}}{0,68} = 523,94.$$

2.4.2 Расчет воздушного тракта

2.4.2.1 Расчет сопротивлений воздушного тракта

Целью расчета является выбор необходимого типоразмера дутьевого вентилятора на основе определения производительности дутьевой системы и перепада полных давлений в воздушном тракте. Данные аэродинамического расчета приведены в таблице 2.13:

Таблица 2.13 – Данные расчета сопротивлений воздушного тракта

Участок тракта	Число рядов труб по ходу газов Z_2	Коэффициент местных сопротивлений λ_m	Диаметр сечения $d_{\text{э}}$, м	Средняя температура воздуха, °С $\vartheta_{\text{ср}}$	Средняя скорость воздуха $W_{\text{в}}$, м/с	Коэффициент местных сопротивлений ξ_m	Сопротивление трением $h_{\text{тр}}$, Па	Динамическое давление, Па $h_{\text{д}}$, Па	Сопротивление, Δh , Па
Опускной воздухопровод	-	0.02	3	30	15	1	31.85	130	161.8
Опускной воздухопровод - калорифер	-	0.02	4	35	18	0.5	8.67	100	58.67
Калорифер	-	-	-	-	-	-	-	-	400
Калорифер - ВП	-	0.02	4	35	10	1	7.5	60	187.5
ВП	177	0.02	-	160	7	-	-	-	4476
ВП-Горелка	-	0.02	4,2	290	10	1	3,5	35	143,5
Горелка	-	-	-	302	48	1.6	-	280	448

2.4.2.2 Расчет самотяги

Величина самотяги любого вертикального участка воздушного тракта рассчитывается по формуле:

$$h_c = \pm Hg \left(1,23 - 1,32 \frac{273}{t_{\text{с}} + 273} \right), \quad (164)$$

где H – высота рассчитываемого участка воздушного тракта, м;
 $g = 9,81, \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

$t_{\text{с}}$ – средняя температура воздуха на расчетном участке, °С.

Самотяга воздушного тракта рассчитывается для двух участков: воздухоподогревателя и воздухопровода горячего воздуха от воздухоподогревателя до горелочного устройства.

Высота первого участка $H_{c1} = 26.842$ м., средняя температура воздуха для первого участка 160 °С.

Самотяга первого участка $h_{c1} = -515$ Па.

Высота второго участка $H_{c2} = 10$ м, средняя температура воздуха для второго участка 290 °С.

Самотяга второго участка $h_{c2} = 2197$ Па.

Результирующая самотяга воздушного тракта:

$$H_c = h_{c1} + h_{c2} = 1682 \text{ Па.}$$

2.4.2.3 Перепад полных давлений по тракту

Перепад полных давлений в воздушном тракте определяется по формуле:

$$\Delta H_n = \Delta H_{\text{с}} - H_c - h'_m, \quad (165)$$

где $\Delta H_{\text{с}}$ – суммарное сопротивление воздушного тракта котла, Па;

H_c – результирующая самотяга воздушного тракта, Па;

h'_m – разрежение в топке на уровне ввода воздуха, Па.

Суммарное сопротивление воздушного тракта котла:

$$\Delta H_{\text{с}} = \Delta h_{\text{впр}} + \Delta h_{\text{калор}} + \Delta h_{\text{взн}} + \Delta h_{\text{св}} + \Delta h_{\text{гор}}, \quad (166)$$

где $\Delta h_{\text{впр}}$ – сопротивление воздухопроводов холодного воздуха, Па;

$\Delta h_{\text{калор}}$ – сопротивление калорифера, Па;

$\Delta h_{\text{взн}}$ – сопротивление воздухоподогревателя, Па;

$\Delta h_{\text{св}}$ – сопротивление воздухопроводов горячего воздуха, Па;

$\Delta h_{\text{гор}}$ – сопротивление горелочных устройств, Па.

$$\Delta H_{\text{с}} = 5876 \text{ Па.}$$

Тогда перепад полных давлений:

$$\Delta H_{\Pi} = 5876 - 1682 - 30 = 4138.7 \text{ Па.}$$

2.4.2.4 Выбор типоразмера дутьевого вентилятора. Определение его производительности, напора и мощности привода

Выбор типоразмера дутьевого вентилятора сводится к подбору агрегата, обеспечивающего необходимые производительность и давление, определенные при расчете воздушного тракта, и потребляющего наименьшее количество энергии при эксплуатации.

Производительность вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$, определяется по формуле:

$$Q_p = \beta_1 V_{\epsilon}, \quad (167)$$

где $\beta_1 = 1,1$ – коэффициент запаса по производительности;
 V_{ϵ} – расход воздуха при номинальной нагрузке котла, $\text{м}^3/\text{с}$.
Расход воздуха определяем, как:

$$V_{\epsilon} = B_p V_{\epsilon}^0 \left(\alpha_m - \Delta\alpha_m - \Delta\alpha_{nl} + \Delta\alpha_{взн} \right) \cdot \frac{t_{xв} + 273}{273}, \quad (168)$$

где B_p – расчетный расход топлива, $\text{кг}/\text{с}$;
 V_{ϵ}^0 – теоретически необходимое для горения количество воздуха, $\text{м}^3/\text{кг}$;
 α_m – коэффициент избытка воздуха в топке;
 $\Delta\alpha_m$ – присосы воздуха в топке;
 $\Delta\alpha_{nl}$ – присосы воздуха в системе пылеприготовления;
 $t_{xв}$ – температура холодного воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

$$V_{\epsilon} = 35.001 \cdot 4.46 \cdot (1,2 - 0,014 - 0,2 + 0,03) \frac{30+27}{273} = 179.085 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$Q_p = 1,1 \cdot 179.085 = 196.993 \text{ м}^3/\text{с}$$

Так как на котел ставится два дутьевых вентилятора, производительность одного вентилятора составит:

$$Q_{\epsilon} = \frac{Q_p}{2},$$

где Q_p – производительность вентиляторов, $\text{м}^3/\text{с}$.

$$Q_B = \frac{196.993}{2} = 98.497 \text{ м}^3/\text{с} = 354587 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Полное давление, которое должен развивать дутьевой вентилятор, Па

$$H_в = \beta_2 \Delta H_n,$$

где $\beta_2 = 1,2$ – коэффициент запаса по давлению;

ΔH_n – перепад полных давлений по воздушному тракту, Па.

$$H_в = 1,2 \cdot 4138.706 = 4966.447 \text{ Па}.$$

По найденным значениям производительности $Q_в$, м³/ч, и напору $H_в$, Па, выбираем необходимый типоразмер дутьевого вентилятора:

ВДН –28-Пу, 740 об/мин.

Расчетная мощность двигателя, кВт:

$$N_в = \beta_3 \frac{Q_в H_в 10^{-3}}{\eta_в}, \quad (169)$$

где $\beta_3 = 1,05$ – коэффициент запаса по потребляемой мощности;

$Q_в$ – производительность вентилятора, м³/с;

$H_в$ – расчетный напор дутьевого вентилятора, Па;

$\eta_в$ – коэффициент полезного действия вентилятора $\eta_в = 0.82$.

$$N_в = 1,05 \frac{354587 \cdot 4966.447 \cdot 10^{-3}}{0,82} = 626.386 \text{ кВт}.$$

2.5 Расчет естественной циркуляции в контуре котла

Целью гидравлического расчета фронтального контура циркуляции является определение действительной скорости циркуляции, полезного напора, возможности застоя и опрокидывания циркуляции при заданной нагрузке котла. Контур циркуляции изображен на рисунке 2.14:

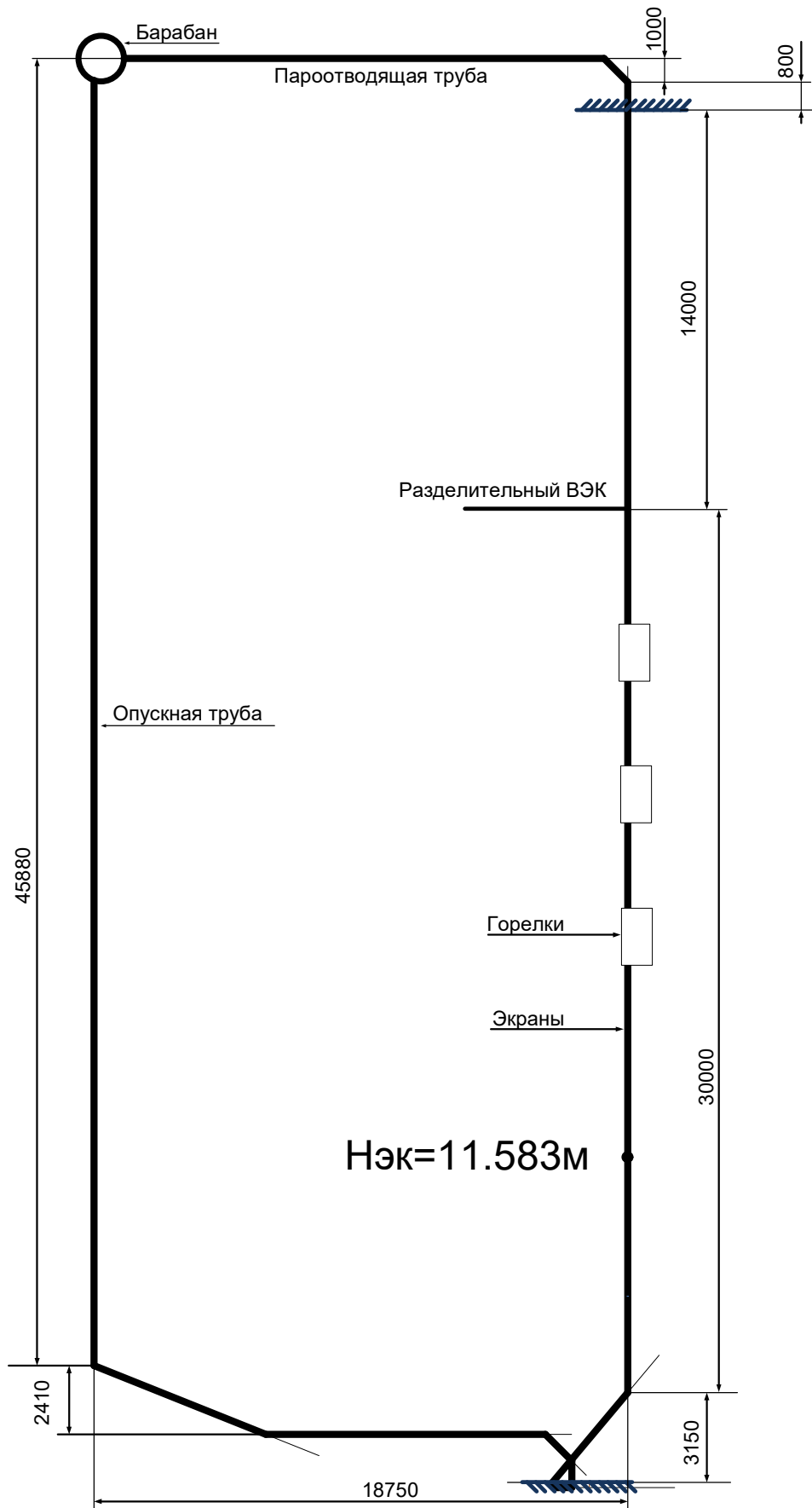


Рисунок 2.14 - Контур циркуляции заднего экрана

2.5.1 Конструктивные данные к расчету

Внесем данные в таблицу 2.14:

Таблица 2.14 – Конструктивные данные к расчету

Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
1. Опускные трубы			
Внутренний диаметр, мм	$d_{\text{вн}}^{\text{оп}}$	Задается	167
Количество опускных труб, шт	$n_{\text{оп}}$	Задается	2
Суммарное сечение опускных труб, м ²	$F_{\text{оп}}$	$\frac{\pi \cdot (d_{\text{вн}}^{\text{оп}})^2}{4} n_{\text{оп}}$	0,043808
Высота опускных труб, м	$h_{\text{оп}}$	Схема контура	50,164
Суммарная длина опускных труб, м	$l_{\text{оп}}$	Схема контура	63,701
Углы гибов труб	$\alpha_1^{\text{он}}, \alpha_2^{\text{он}}, \dots$	Схема контура	68, 22, 45, 45
Коэффициенты сопротивления поворотов в опускных трубах	$\xi_{\text{с1}}^{\text{он}}, \xi_{\text{с2}}^{\text{он}}, \dots$	Определяется по табл. 8 [7]	0,82, 0,23, 0,5, 0,5
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в опускных трубах	$\sum \xi_{\text{пов}}^{\text{он}}$	$\xi_{\text{с1}}^{\text{он}} + \xi_{\text{с2}}^{\text{он}} + \dots$	2,05
Коэффициент сопротивления входа из барабана в опускные трубы и выхода в нижний коллектор	$\xi_{\text{вх}}^{\text{он}}, \xi_{\text{вых}}^{\text{он}}$	Определяется по табл. 6 [7]	1, 1,3
Суммарный коэффициент местных сопротивлений опускных труб	$\sum \xi_{\text{мест}}^{\text{он}}$	$\xi_{\text{вх}}^{\text{он}} + \xi_{\text{вых}}^{\text{он}}$	2,3
Приведенный коэффициент трения для опускных труб	$\lambda_0^{\text{он}}$	По величине $d_{\text{вн}}^{\text{оп}}$ рис.3 [7]	0,06
2. Подъемные трубы			
Внутренний диаметр труб, м	$d_{\text{вн}}^{\text{экр}}$	Задается	0,048
Шаг труб в экране	s/d	Задается	0,065
Ширина экрана, включенная в контур, м	$B_{\text{экр}}$	Чертеж котла	6,428
Количество подъемных труб, шт	$n_{\text{экр}}$	$\frac{B_{\text{экр}}}{s} - 1$	98
Суммарное сечение подъемных труб, м ²	$F_{\text{экр}}$	$\frac{\pi \cdot (d_{\text{вн}}^{\text{экр}})^2}{4} n_{\text{экр}}$	0,177142
Длина труб до обогрева, м	$l_{\text{до}}$	Схема контура	0,76
Длина обогреваемого участка труб, м	$l_{\text{об}}$	Схема контура	49,113

Продолжение таблицы 2.14

Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
Длина труб после обогрева, м	$l_{по}$	Схема контура	1
Полная длина экранных труб, м	l_0	$l_{до} + l_{об} + l_{по}$	50,873
Высота труб до обогрева, м	$H_{до}$	Схема контура	1
Высота обогреваемой части труб, м	$H_{об}$	Схема контура	48,171
Высота участка после обогрева, м	$H_{по}$	Схема контура	1
Полная высота экранных труб, м	H_0	$H_{до} + H_{об} + H_{по}$	49,355
Углыгиба труб по высоте экрана	$\alpha_1^{экр}, \alpha_2^{экр}, \dots$	Схема контура	45, 45, 40
Коэффициент сопротивления поворота экранных труб	$\xi_1^{экр}, \xi_2^{экр}, \dots$	Определяется по табл. 8 [7]	0,5, 0,5, 0,35
Суммарный коэффициент поворотов экранных труб	$\sum \xi_{пов}^{экр}$	$\xi_1^{экр} + \xi_2^{экр} + \dots$	1,35
3. Пароотводящие трубы			
Внутренний диаметр, мм	$d_{вн}^{отв}$	Задается	0,167
Количество отводящих труб, шт	$n_{отв}$	Задается	2
Суммарное сечение отводящих труб, м ²	$F_{отв}$	$\frac{\pi \cdot (d_{вн}^{отв})^2}{4} n_{отв}$	0,043808
Полная длина отводящих труб, м	$l_{отв}$	Схема контура	18,046
Высота отводящих труб, м	$H_{отв}$	Схема контура	0,828
Углыгибов труб	$\alpha_1^{отв}, \alpha_2^{отв}, \dots$	Схема контура	0,45
Коэффициенты сопротивления поворотов в отводящих трубах	$\xi_1^{отв}, \xi_2^{отв}, \dots$	Определяется по табл. 8 [7]	0,55
Суммарный коэффициент сопротивления отводящих труб	$\sum \xi_{пов}^{отв}$	$\xi_1^{отв} + \xi_2^{отв} + \dots$	0,55
Коэффициент сопротивления выхода из сборного коллектора и входа в барабан	$\xi_{вх}^{отв}, \xi_{вых}^{отв}$	Определяется по табл. 6 [7]	1 1,3
Суммарный коэффициент входа-выхода пароотводящих труб	$\sum \xi_{мест}^{отв}$	$\xi_{вх}^{отв} + \xi_{вых}^{отв}$	2,3

2.5.2 Сводные данные из теплового расчета котла, подсчет исходных величин

Кроме конструктивных характеристик контура нам также понадобятся данные из теплового расчета котла и некоторые дополнительные величины. Все эти характеристики приведем в таблице 2.15:

Таблица 2.15 - Сводные данные из теплового расчета котла, подсчет исходных величин

Наименование величины	Обозначение	Источник	Величина
Паропроизводительность котла, кг/с	$D_{пе}$	Тепл. расч. котла	186,111
Давление пара в барабане котла, МПа	P_6	Тепл. расч. котла	15,456
Расчетный расход топлива, кг/с	B_p	Тепл. расч. котла	35,001
Полное тепловосприятие топки, кДж/кг	$Q_{л}$	Тепл. расч. котла	7081,528
Энтальпия воды на линии насыщения при давлении в барабане, кДж/кг	h'	Диаграмма h/s	1627,7
Плотность воды на линии насыщения при давлении в барабане, кг/м ³	ρ'	Диаграмма h/s	595,2
Плотность пара при тех же условиях, кг/м ³	ρ''	Диаграмма h/s	101,5
Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	r	Диаграмма h/s	969,836
Температура воды за водяным экономайзером, °С	$t''_{вэ}$	Тепловой расчет котла	247,75
Энтальпия воды за водяным экономайзером, кДж/кг	$h''_{вэ}$	Тепловой расчет котла	1075,559
Среднее удельное тепловосприятие экранов топки, кДж/м ²	$q_{л}$	$\frac{B_p \cdot Q_{л}}{F_{ст}}$	91,524
Ширина стены, занятая рассчитываемым контуром, м	$B_k = B_{экр}$	Эскиз топки	6,428
Поверхность стены, занятая экраном рассчитываемого контура, м ²	F_k	$l_{об} \cdot B_k$	315,698
Коэффициент неравномерности тепловоспя по ширине стены топки	$\eta_{ли}$	Норм. метод тепл. расчета	1
Полное тепловосприятие контура, кДж/кг	Q_k	$F_k \cdot \eta_{ли} \cdot q_{л}$	39943,353

2.5.3 Расчет циркуляционного контура

Рассчитаем циркуляционный контур заднего экрана кольцевой топки при разных скоростях, данные представлены в таблице 2.16:

Таблица 2.16 – Порядок расчета естественной циркуляции

Наименование величины	Расчетная формула	Величина		
		1	2	3
Скорость циркуляции, W_0 , м/с	Принимаются три значения	0,5	1	1,5
Расход циркулирующей жидкости, G , кг/с	$W_0 \cdot F_{\text{экр}} \cdot \rho'$	52,7	105,4	158,1
Опускные трубы				
Скорость потока в опускных трубах, $W_{\text{оп}}$, м/с	$\frac{G}{F_{\text{оп}} \cdot \rho'}$	2,022	4,04	6,06
Гидравлическое сопротивление опускных труб, $\Delta P_{\text{он}}$, Па	$(\lambda_0^{\text{он}} l_{\text{он}} + \sum \xi_{\text{пов}}^{\text{оп}} + \xi_{\text{вх}}^{\text{он}} + \xi_{\text{вых}}^{\text{он}}) \cdot \frac{W_{\text{оп}}^2 \rho'}{2}$	9941	39764	59471
Подъемные трубы экрана				
Кратность циркуляции в котле, K	табл. 9 [7]	7	7	7
Недогрев до кипения в барабане, Δh_6 , кДж/кг	$\frac{h' - h_{\text{эк}}}{2}$	34,48	34,48	34,48
Количество тепла, необходимого для подогрева воды до кипения, $Q_{\text{эк}}$, кДж/кг	$\Delta h_6 \cdot G$	1818	3636	5454
Паропроизводительность паросодержащего участка контура, D_k , кг/с	$\frac{Q_k - Q_{\text{эк}}}{r}$	39,31	37,43	35,56
Средняя приведенная скорость пара, W_0'' , м/с	$\frac{0,5 \cdot D_k}{F_{\text{экр}} \cdot \rho''}$	0,18	0,18	0,17
Скорость пара на участке после обогрева (от потолка до сборного коллектора), $W_{\text{опо}}''$, м/с	$\frac{D_k}{F_{\text{экр}} \cdot \rho''}$	2,18	2,08	1,98
Средняя скорость смеси в обогреваемых трубах, $\overline{W}_{\text{см}}$, м/с	$W_0 + W_0'' \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right)$	0,65	1,147	1,64
Скорость смеси в участке после обогрева, $W_{\text{см.пс}}$, м/с	$W_0 + W_{\text{опо}}'' \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right)$	2,314	2,727	3,14
Среднее объемное паросодержание в обогреваемой части, $\overline{\beta}$	$\frac{W_0''}{\overline{W}_{\text{см}}}$	0,285	0,15	0,103

Наименование величины	Расчетная формула	Величина		
		1	2	3
Объемное паросодержание в участке после обогрева, β_{no}	$\frac{W''_{опо}}{W_{см.по}}$	0,945	0,764	0,63
Коэффициент пропорциональности обогреваемой части, C	Принимается по величине W_0	0,85	0,91	0,94
Коэффициент пропорциональности на участке после обогрева, C_{no}	Принимается по величине $W_{см.пс}$	0,94	0,97	0,98
Среднее напорное паросодержание в обогреваемой части, $\bar{\varphi}$	$C \cdot \bar{\beta}$	0,242	0,141	0,11
Напорное паросодержание в участке после обогрева, φ_{no}	$C_{no} \cdot \beta_{no}$	0,88	0,741	0,617
Высота экономайзерной части контура, $H_{эк}$, м	$H_{до} + \frac{\Delta h_6 - \Delta h_{сн} + \frac{\Delta h}{\Delta p} \cdot \rho' \cdot 10^{-4} \cdot \left(H_{он} - H_{до} - \frac{\Delta P_{он}}{10 \rho'} \right)}{\frac{Q_k}{H_{он} G} + \frac{\Delta h}{\Delta p} \cdot \rho' \cdot 10^{-4}}$	8,525	13,7	15,67
Длина экономайзерной части $l_{эк}$, м	Определяется по схеме контура и величине $H_{эк}$	9,57	14,74	24,32
Длина обогреваемой паросодержащей части трубы, $l_{пар.об}$, м	Определяется по схеме контура и величине $H_{эк}$	39,8	34,63	25,07
Длина необогреваемой паросодержащей части трубы (до входа в коллектор), $l_{по}$, м	Определяется по схеме контура и величине $H_{эк}$	1	1	1
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в эконо-майзерной части трубы, $\sum \xi_{пов}^э$	Количество поворотов определяем по схеме циркуляционного контура. Величины коэффициентов найдены ранее (таблица)	1,35	1,35	1,35
Суммарный коэффициент сопротивления труб, $\sum \xi_{пов}^{эоб.пар}$	Количество поворотов определяем по схеме циркуляционного контура. Величины коэффициентов найдены ранее (таблица)	0	0	0
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в необогреваемой паросодержащей части труб, $\sum \xi_{пов}^{эно.пар}$	Количество поворотов определяем по схеме циркуляционного контура. Величины коэффициентов найдены ранее (таблица)	0	0	0
Сопротивление входа в трубы из нижнего коллектора, $\xi_{вх}$	Табл. 2.12	0,5	0,5	0,5
Высота паросодержащей обогреваемой части труб, $H_{пар.об}$, м	По схеме от точки закипания до выхода из топки (за обмуровку)	39,8	34,63	25,07
Движущий напор обогреваемой части, $S_{об}$, Па	$\bar{\varphi} \cdot H_{пар.об} \cdot (\rho' - \rho'') \cdot 10$	47576	24077	11965

Наименование величины	Расчетная формула	Величина		
		1	2	3
Высота паросодержащей необогреваемой части труб, $h_{по}$, м	По схеме от выхода за пределы обмуровки до сборного коллектора	1	1	1
Движущий напор необогреваемой части труб, $S_{по}$, Па	$\varphi_{по} \cdot H_{по} \cdot (\rho' - \rho'') \cdot 10$	4685	3656	3047
Полный движущий напор контура, S_k , Па	$S_{об} + S_{по}$	51961	27734	15012
Среднее массовое паросодержание обогреваемой части, \bar{x}	$\frac{0.5 \cdot D_k}{G}$	0,373	0,18	0,112
Массовое паросодержание в участке после обогрева, $x_{по}$	$\frac{D_k}{G}$	0,746	0,35	0,225
Скоростной напор во входном сечении, Па/м (из нижнего коллектора)	$\frac{W_0^2 \rho'}{2}$	74,4	297,6	669
Коэффициент для расчета потери давления на трение, ψ	Определяется по величинам W_0 и P_6	1,4	1,22	1
Потеря давления в экономайзерной части, $\Delta P_{эк}$, Па	$(\xi_{эк} + \lambda_0^{экp} \cdot l_{эк} + \sum \xi_{пов}) \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2}$, где $\lambda_0^{экp}$ – приведенный коэффициент трения экранных труб	465	2569	8730
Потеря от трения в обогреваемой паросодержащей части $\Delta P_{тр.пар}$, Па	$\lambda_0^{экp} \cdot l_{пар.об} \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \left(1 + \psi \cdot \bar{x} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right)$	4821	9735	11945
Потеря от трения в участке после обогрева, $\Delta P_{тр.по}$, Па	$\lambda_0^{экp} \cdot l_{по} \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \left(1 + \psi \cdot x_{по} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right)$	208	425	645
Потеря давления в поворотах и при выходе из трубы в участке после обогрева, $\Delta P_{по}$, Па	$(\sum \xi_{пов}^{но.пар} + \xi_{вых}) \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \left(1 + \psi \cdot x_{по} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right)$	180	369	560
Сумма потерь давления, $\sum \Delta P$, Па	$\Delta P_{эк} + \Delta P_{тр.пар} + \Delta P_{тр.по} + \Delta P_{по}$	5675	13100	21811
Полезный напор экрана, $S_{пол}^{экp}$, Па	$S_k - \sum \Delta P$	46285	14633	-6868
Отводящие трубы экрана (от сборного коллектора до барабана котла)				
Скорость пароводяной смеси в пароотводящих трубах, $W_{смотв}$ м/с	$\frac{W_{см.по} \cdot F_{экp}}{F_{отв}}$	9,35	11	12,69
Потери давления от трения в отводящих трубах, $\Delta P_{тр}^{отв}$, Па	$\lambda_0^{отв} \cdot l_{отв} \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \left(1 + \psi \cdot x_{отв} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right)$	816	0,355	0,225

Окончание таблицы 2.16

Наименование величины	Расчетная формула	Величина		
		1	2	3
Потеря на трение на входе и поворотах, ΔP_M , Па	$(\sum \xi_{пов}^{отв} + \xi_{ex}) \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \left(1 + \psi \cdot x_{отв} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right)$	1288	1668	2529
Потеря на подъем смеси выше уровня воды в барабане котла, ΔP_{ey} , Па	$10 \cdot (1 - \varphi_{отв}) \cdot H_{ey} \cdot (\rho' - \rho'')$ где $\varphi_{отв} = \varphi_{по}$	0	0	0
Сумма потерь давления в отводящих трубах, $\sum \Delta P_{отв}$, Па	$\Delta P_{тр}^{отв} + \Delta P_M + \Delta P_{ey}$	2104	2635	3995
Движущий напор отводящих труб, $S_{отв}$, Па	$10 \cdot \varphi_{по} \cdot H_{отв} \cdot (\rho' - \rho'')$	3631	3027	2522
Полезный напор отводящих труб, $S_{пол}^{отв}$, Па	$S_{отв} - \sum \Delta P_{отв}$	1526	-1276	-4002
Полезный напор контура, $S_{пол}^k$, Па	$S_{отв}^{пол} + S_{пол}^{экр}$	47812	13357	-10871

Далее выполним построение графика зависимости полезного напора контура $S_{пол}^k$ и сопротивления опускных труб $\Delta P_{он}$ от скорости циркуляции W_0 рисунок 2.15. Пересечение этих двух кривых дает истинное значение скорости циркуляции $W_0 = 0,795$ м/с и полезного напора $S_{пол} = 27500$ Па.



Рисунок 2.15 – Зависимость $S_{пол}^k$ $\Delta P_{он}$ от W_0

После определения действительного значения скорости циркуляции проверим контур на возможность застоя и опрокидывания циркуляции.

2.5.4 Проверка возможности застоя циркуляции, и опрокидывания

Таблица 2.17– Проверка возможности застоя циркуляции

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
Средняя приведенная скорость пара в обогреваемой части, \overline{W}_0'' , м/с	$\frac{0.5 \cdot Q_k}{r \cdot \rho'' \cdot F_{\text{экр}}}$	1,1453
Приведенная скорость пара в обогреваемой части, $W_{\text{опо}}''$, м/с	$\frac{Q_k}{r \cdot \rho'' \cdot F_{\text{экр}}}$	2,291
Коэффициент неравномерности тепловосприятия развернутой трубы, η_m	-	1,2
Коэффициент конструктивной нетождественности, η_k	-	1
Средняя приведенная скорость пара в обогреваемой части развернутой трубы, $\overline{W}_{\text{от}}''$, м/с	$\eta_T \cdot \eta_k \cdot \overline{W}_0''$	1,374
Конечная приведенная скорость пара в развернутой трубе, $W_{\text{от}}''$, м/с	$\eta_T \cdot \eta_k \cdot \overline{W}_{\text{опо}}''$	2,74
Среднее напорное паросодержание застоя в обогреваемой части развернутой трубы, $\overline{\varphi}_3$	Принимается по величинам \overline{W}_0'' и P_6	0,57
Напорное паросодержание застоя в участке после обогрева развёрнутой трубы, $\varphi_{3\text{по}}$	Принимается по величинам \overline{W}_0'' и P_6	0,95
Напор застоя в развернутой трубе, S_3 , Па/см ²	$10 \cdot (H_{\text{об}} \cdot \overline{\varphi}_3 + H_{\text{по}} \cdot \varphi_{3\text{по}}) (\rho' - \rho'')$	108164
Полезный напор экрана, $S_{\text{пол}}$, Па/м ²	Определен ранее по результату построения графика $\Delta P_{\text{он}}$, $S_{\text{пол}}^{\text{к}} = f(W_0)$	27500
Коэффициент запаса по застою, $S_3 / S_{\text{пол}}$	$S_3 / S_{\text{пол}} > 1,1$ (1,2)	3,933
Средняя приведенная скорость пара при спускном движении в обогреваемой части, $\overline{W}_{\text{обб}}''$, м/с	$\overline{W}_{\text{обб}}'' = \overline{W}_0''$	1,1453
Средняя приведенная скорость пара при спускном движении на участке до обогрева, $\overline{W}_{\text{одо}}''$, м/с	$\overline{W}_{\text{одо}}'' = W_{\text{опо}}''$	2,291
Средняя приведенная скорость пара в экране при опускном движении, $\overline{W}_{\text{оэз}}''$, м/с	$\frac{\overline{W}_{\text{ооо}}'' \cdot H_{\text{об}} + \overline{W}_{\text{одо}}'' \cdot H_{\text{до}}}{H_0 - H_{\text{но}}}$	0,184
Средняя приведенная скорость пара в развернутой трубе при опускном движении, $\overline{W}_{\text{от}}''$, м/с	$\eta_m \cdot \eta_k \cdot \overline{W}_{\text{оэл}}''$	0,8796
Полный коэффициент гидравлического сопротивления труб, Z	$\lambda_0^{\text{экр}} \cdot l_{\text{экр}} \cdot \sum \xi_m$, где $\lambda_0^{\text{экр}}$ – приведенный коэффициент трения экранных труб	31,592
Удельный коэффициент сопротивления экрана, Z / H_0		0,64

Продолжение таблицы 2.17

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
Удельный напор опрокидывания циркуляции, $S_{\text{опр}}^{\text{уд}}$, Па/(см ² ·м)	[4, с. 13]	4500
Напор опрокидывания в экране, $S_{\text{опр}}$, Па	$S_{\text{опр}}^{\text{уд}} \cdot (H_0 - H_{\text{но}})$	217597
Коэффициент запаса по опрокидыванию, $S_{\text{опр}} / S_{\text{пол}}$	$S_{\text{опр}} / S_{\text{пол}} > 1,1$	7,913

Расчет естественной циркуляции показал, что коэффициент запаса по застою $S_z / S_{\text{пол}}$ больше 1,1 и коэффициент запаса по опрокидыванию $S_{\text{опр}} / S_{\text{пол}}$ тоже больше 1,1, что свидетельствует о высокой надежности циркуляции.

2.6 Краткое описание проектируемого котла

С целью уменьшения металлоемкости и габаритов котельной ячейки, был спроектирован паровой котел, отличающийся от уже существующих своей компоновкой топки, способом шлакоудаления, компоновкой конвективных и радиационных поверхностей нагрева, размещением аппаратов паровой и водяной обдувки, отдельно стоящей конвективной шахтой, неэкранированной поворотной камерой.

Паровой котел типа Е-670-13,8-545 БТ (sv4e/42-АС) предназначен для получения пара высокого давления при работе в составе энергоблока №3 Красноярской ТЭЦ-3 с турбоустановкой Т-185/220-12.8-2. Котел спроектирован для сжигания Бородинского бурого угля марки 2БР в качестве основного топлива. Расчет на резервное топливо в рамках данной работы не проводился. В качестве растопочного топлива используется мазут марки М-100.

Паровой котел с естественной циркуляцией и промежуточным перегревом пара, представляет собой П-образную компоновку и работает с уравновешенной тягой. Котел имеет кольцевую и центральную восьмигранные топки, разделенные двусветными центральными экранами. В горизонтальном газоходе течение газов происходит двумя потоками по полуокружности. Движение сред в поверхностях нагрева котла обозначено на рисунке 2.7.

Периферийные экраны топки выполнены из труб 60*6 мм с шагом 65 мм. Периферийные экраны топки ограничивают не только топку, но и горизонтальных газоход. Топка и горизонтальный газоход разделены экономайзером. Высота периферийных экранов топки от ската холодной воронки до деления экономайзером 31 000 мм и 15 000 мм после деления экономайзером. Таким образом периферийные экраны в топке воспринимают лучистое тепло, а в горизонтальном газоходе отдают часть тепла конвективным поверхностям нагрева. В нижней части экранов перед скатом в холодную воронку, выполнены разводки труб под газозаборные шахты мельниц вентиляторов. В скате холодной воронки экраны сведены к центру котла в виде гармошки, это позволяет использовать все трубы с периферийными и

центральными шагами. Тыловой периферийный экран в зоне горизонтального газохода образует фестон, это необходимо для выхода газов из горизонтального газохода.

Кольцевая топка восьмигранной формы диаметром 16 772 мм и высотой 31 000 мм служит для сжигания топлива в пылевидном состоянии. Топка оборудована 24 пылеугольными прямоточными горелками, расположенными в 3 яруса, высота центра среднего яруса от верха топки 10 000 мм, горелки расположены с шагом 5 000 мм. Оси горелок расположены тангенциально к воображаемой окружности диаметром 11 000 мм в центре топки. Направление крутки - против часовой стрелки, такое направление не препятствует закону Силы Кориолиса для северного полушария. В топке образуется кольцевой спиральный факел, уходящий в нижний фестон центральных экранов, а далее в центральную топку. Кольцевая топка с наружной стороны экранирована радиационным пароперегревателем высотой 12 000 мм. Эскиз топки выполнен на рисунке 2.8.

Центральные экраны топки выполнены из труб 60*6 мм с шагом 65 мм. Центральные экраны в нижней части топки образуют фестон для прохода газов, трубы в фестоне футерованы слоем 15мм с целью защиты от прогорания. Центральные экраны выполнены двусветными что обеспечивает повышенный теплосъем. Фронтальной центральной экран в зоне горизонтального газохода образует фестон для выхода газов из центральной топки в горизонтальный газоход.

Центральная топка служит для охлаждения газов, путем лучистого тепловосприятия, в нижней части топки размещен нижний экономайзер, выполненный из труб 28*4 мм с шагом 38 мм, который играет роль холодной воронки. Газы прошедшие центральную топку направляются в ширмовый пароперегреватель, расположенный в верхней части центральной топки. Эскиз топки выполнен на рисунке 2.8.

Ширмовый пароперегреватель находится в центре восьмигранника центральной топки и состоит из 2 последовательных ступеней, движение пара противотоком. Ширмовый пароперегреватель является выходным по ходу движения свежего пара, пар после него направляется к ЦВД турбины. Каждая ступень состоит 11 U-образных змеевиков, высотой 15 000 мм и поперечным шагом 500 мм. Каждый змеевик состоит из труб 38*6 мм с продольным шагом 46мм. Газы, прошедшие ширмовый пароперегреватель, направляются в фестон фронтального экрана, разделяющего центральную топку и горизонтальный газоход. Эскиз ширмового пароперегревателя выполнен на рисунке 2.9.

Горизонтальный газоход ограничен сверху потолочным радиационным пароперегревателем, снизу разделительным экономайзером, с наружной стороны периферийными экранами топки, с внутренней стороны центральными экранами топки. Входное окно горизонтального газохода - фестон фронтального центрального экрана, выходное окно - фестон тылового периферийного экрана. В горизонтальном газоходе расположены конвективные пароперегреватели

свежего пара, конвективные пароперегреватели вторичного перегрева пара, водяные экономайзеры. Змеевики пароперегревателей и экономайзеров размещены горизонтально. Вошедшие газы в горизонтальный газоход разделяются на 2 потока и по полуокружности направляется в сторону выходного окна. Для простоты обозначений горизонтальный газоход условно разделяется на 2 половины (через ось котла, сечение фронт-тыл), каждая поверхность нагрева образует 1 долю окружности далее по тексту «долька». Эскиз горизонтального газохода и конвективных пароперегревателей выполнен на рисунке 2.10.

Конвективный пароперегреватель 1вКПП расположен первым по ходу движения газов в горизонтальном газоходе. По ходу движения вторичного перегреваемого пара он является выходным, пар после него поступает в ЦСД турбины. Движение пара относительно движения газов – противоточное. Пароперегреватель выполнен из 115 змеевиков с поперечным шагом 120 мм. Каждый змеевик состоит из труб 60*5 мм с изменяющимся продольным шагом (шаг в среднем сечении 98 мм). Тип пучка - коридорный. Опорой пароперегревателя служат подвесные трубопроводы питательной воды, которые в свою очередь через пружинные системы подвешены к хребтовым и вспомогательным балкам котла. 1вКПП состоит из 1 дольки на половину газохода.

Конвективный пароперегреватель 1пКПП расположен вторым по ходу движения газов в горизонтальном газоходе. По ходу движения свежего пара он расположен между радиационным пароперегревателем топки и ширмовым пароперегревателем. Движение пара относительно движения газов – противоточное. Пароперегреватель выполнен из 115 змеевиков с поперечным шагом 120 мм. Каждый змеевик состоит из труб 38*6 мм с продольным шагом 57 мм. Тип пучка – коридорный. Опорой пароперегревателя служат подвесные трубопроводы питательной воды, которые в свою очередь через пружинные системы подвешены к хребтовым и вспомогательным балкам котла. 1пКПП состоит из 2 долек на половину газохода

Конвективный пароперегреватель 2вКПП расположен третьим по ходу движения газов в горизонтальном газоходе. По ходу движения вторичного перегреваемого пара он является входным, пар после него поступает 1вКПП. Движение пара относительно движения газов – противоточное. Пароперегреватель выполнен из 115 змеевиков с поперечным шагом 120 мм. Каждый змеевик состоит из труб 50*4 мм с продольным шагом 100 мм. Тип пучка – коридорный. Опорой пароперегревателя служат подвесные трубопроводы питательной воды, которые в свою очередь через пружинные системы подвешены к хребтовым и вспомогательным балкам котла. 2вКПП состоит из 2 долек на половину газохода

Водяной экономайзер ВЭ расположен четвертым по ходу движения газов в горизонтальном газоходе. Основная часть питательной воды после узла питания проходит данный экономайзер и направляется в барабан котла.

Движение воды относительно движения газов – противоточное. Водяной экономайзер выполнен из 154 змеевиков с поперечным шагом 90 мм. Каждый змеевик состоит из труб 28*4 мм с продольным шагом 60 мм. Тип пучка – шахматный. Опорой экономайзера служат подвесные трубопроводы питательной воды, которые в свою очередь через пружинные системы подвешены к хребтовым и вспомогательным балкам котла. ВЭ состоит из 3 долек на половину газохода.

Разделительный водяной экономайзер предназначен для разделения пространства кольцевой топки от пространства горизонтального газохода. Он выполнен из труб 28*4 мм с шагом 38 мм. Экономайзер опирается на разводку труб центральных и периферийных экранов. С целью недопущения неплотностей газового тракта по периметру экономайзера выполнен линзовый компенсатор, который сварным швом крепится к периферийным, центральным экранам и соседним экономайзерам. Разделительный экономайзер состоит из 8 долек на половину газохода.

Потолочный радиационный пароперегреватель состоит из панелей, каждая из которых выполнена из труб 32*5 мм с шагом 64 мм.

Температура на выходе из горизонтального газохода 300 градусов, что позволяет отказаться от трубной системы в поворотной камере, а также уменьшить объем поворотной камеры.

На выходе газов из горизонтального газохода установлен линзовый компенсатор, который исключает возможность защемления расширяющихся от нагрева труб периферийных экранов и соединительного газохода котел-конвективная шахта.

Конвективная шахта выполнена отдельностоящей. В конвективной шахте размещен трубчатый воздухоподогреватель. Эскиз конвективной шахты и воздухоподогревателя выполнен на рисунке 2.11.

Трубчатый воздухоподогреватель однопоточный, имеет 5 ходов воздуха. Каждый ход состоит из 10 кубов. Куб воздухоподогревателя выполнен из труб 40*1,5 мм, высота куба 3 928 мм, ширина 1 550 мм, глубина 7 451 мм. Между ходами воздуха выполнен ремонтный разрыв высотой 1 200 мм. Общая высота воздухоподогревателя включая ремонтные разрывы 26 842 мм. Кубы 1 хода воздуха выполнены быстросъемными и в результате повреждения стенок труб серноокислой коррозией могут быть заменены.

В гранях периферийных экранов установлены 16 аппаратов водяной обдувки для очистки периферийных и центральных экранов кольцевой топки. В центре нижнего водяного экономайзера установлен 1 аппарат водяной обдувки для очистки центральных экранов центральной топки. Над каждой ступенью ширмового пароперегревателя установлены на рельсах по 1 аппарату пульверизационной очистки производства компании «Clyde Bergemann», технологии «SMART SCS». Над потолочным радиационным пароперегревателем установлены глубоководные аппараты паровой обдувки для очистки конвективных пароперегревателей.

На котле установлено система гидрошлакоудаления. Шлак скатываясь по холодной воронке попадает в шлаковую ванну, откуда удаляется с помощью 2 установленных шнековых транспортеров. Шлаковая ванна выполнена по кольцу топки с небольшим уклоном дна в сторону шнековых транспортеров. Для создания направляющих потоков шлака в сторону шнековых транспортеров предусмотрены побудительные сопла с осветленной водой.

2.7 Сводные данные проектируемого котла

После завершения расчета сведем основные данные в таблицу 2.18:

Таблица 2.18 – Сводные данные теплового расчета котла

Поверхность нагрева	Газы					Кол-во теплоты переданное Q_t , кДж/кг	Нагреваемая среда				
	Темп. на входе, θ' , °C	Темп. на выходе θ'' , °C	Охлаждение, $\Delta\theta$, °C	Работа площади при охл. на 1 °C $F/\Delta\theta$, м ²	Скорость при средн. темп., ω_r , м/с		Темп. на входе, t' , °C	Темп. на выходе, t'' , °C	Нагрев, Δt , °C	Работа площади при нагрев на 1 °C $F/\Delta\theta$, м ²	Скорость при средн. темп., ω , м/с
РППп	-	-	-	-	-	169	344,56	344,76	0,201	989,16	-
КТ	1752	1111	641	4,29	-	7081	-	-	-	-	0,795
РППт	-	-	-	-	-	1613	344,56	392,77	48	12,85	-
ЦТ	1111	976	135	5,84	-	1373	-	-	-	-	-
ШПП	976	878	98	13,96	13,9	1027	475,21	545	69,79	19,67	31
1вКПП	878	714	164	18,32	13,2	1455	403,02	545	141,98	21,17	15,7
1пКПП	714	567	147	35,25	9	1515	392,77	475,21	82,43	63,03	9
2вКПП	567	483	83	44,79	9	832	326	403,02	77,02	48,62	18,1
ВЭ	483	300	182	53,49	6,7	1668	247,8	308,7	60,98	160,12	1,3
ВП	300	150	150	522,8	12	1451	65	290	225	302,62	7

Площади поверхностей нагрева проектируемого котла:

- испарительная 3537,684 м²;
- пароперегревателей первичного пара 7384,374 м²;
- пароперегревателей вторичного пара 6750,444 м²;
- водяного экономайзера 9764,941 м²;
- воздухоподогревателя 78682,881 м².

2.8 Расчёт технико-экономических показателей работы станции

В данном разделе приведены расчеты технико-экономических показателей работы проектируемого энергоблока и ПВК в теплофикационном режиме по расчету режима тепловой схемы приведенного в разделе 2.1, однако для расчета оценки экономической эффективности капитальных вложений необходимо руководствоваться также и технико-экономическими показателями при работе в конденсационном режиме. Т.к. в задачу данной работе не входит просчет различных режимов, то примем расход условного топлива на выработку 185 МВт в конденсационном режиме 80% от полного расхода топлива на котел, и он составит $B_{\text{э-лето}}=15,373$ кг/с, удельный же расход составит $b_{\text{э-конд}}= 0,31489$ кг/кВт·ч.

Расход тепла на турбоустановку, кВт,

$$Q_{\text{ту}}=D_{\text{т}} \cdot (i_0 - h_{\text{пв}}) + D_{\text{пп}} \cdot q_{\text{пп}} + D_{\text{вт}} \cdot (i_{\text{вт}} - h_{\text{пв}}) + D_{\text{вт}} \cdot (i_{\text{вт}} - h_{\text{пв}}) + G_{\text{хов}} \cdot (h_{\text{хов}} - h_{\text{пв}}) = 178,06 \cdot (3447,21 - 1076,27) + 153,78 \cdot 474,75 + 0,84(2762,64 - 1076,27) + 0,14 \cdot (2672,27 - 1076,27) + 7,11(136,56 - 1076,27) = 490125,35 \quad (170)$$

Затраченная теплота на сетевые подогреватели, кВт,

$$Q_{\text{вс}} = D_{\text{вс}}(i_{\text{вс}} - \bar{t}_{\text{вс}}^{\text{н}}) = 64,5 (2925,48 - 497,86) = 156576,86 \quad (171)$$

$$Q_{\text{нс}} = D_{\text{нс}}(i_{\text{нс}} - \bar{t}_{\text{нс}}^{\text{н}}) = 65,04 (2800,59 - 405,64) = 155771 \quad (172)$$

$$Q_{\text{ту}}^{\text{г}} = D_{\text{вс}} + D_{\text{нс}} = 156576,86 + 155771 = 312347,85 \quad (173)$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт,

$$Q_{\text{ту}}^{\text{э}} = Q_{\text{ту}} - Q_{\text{ту}}^{\text{г}} = 177428,52 \quad (174)$$

Тепловая нагрузка котла, кВт,

$$Q_{\text{пе}} = D_{\text{пе}}(i_{\text{пе}} - h_{\text{пв}}) + D_{\text{пп}} \cdot q_{\text{пп}} + D_{\text{пр}}(h_{\text{пр}} - h_{\text{пв}}) \quad (175)$$

где $i_{\text{пе}}$ – энтальпия перегретого пара на выходе из котла, кДж/кг,
 $i_{\text{пе}} = f(p_{\text{пе}}; t_{\text{пе}}) = f(13,5 \text{ МПа}; 560 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 3492,5[3]$

$$Q_{\text{пе}} = 519198,86$$

Полный расход натурального топлива определен в формуле (92) и составляет $B = 35,176$ кг/с, расход условного составляет $B = 19,216$ кг/с.

Найдём коэффициент ценности тепла для верхнего подогревателя,

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{i_{\text{вс}} - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}} + q_{\text{пп}}} \left(1 + K \frac{i_0 + q_{\text{пп}} - i_{\text{вс}}}{i_0 + q_{\text{пп}} - i_{\text{к}}} \right) \quad (176)$$

где $K = 0,4$ – коэффициент, зависящий от давления пара перед турбо-агрегатом.

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{2925,48 - 2366,25}{1080,96 - 2366,25 + 474,75} \left(1 + 0,4 \frac{3447,21 + 474,75 - 2705,0}{3486,5 + 474,75 - 2140,7} \right) = 0,45$$

Для нижнего подогревателя:

$$\begin{aligned} \xi_{\text{нс}} &= \frac{i_{\text{нс}} - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}} + q_{\text{пп}}} \left(1 + K \frac{i_0 - i_{\text{нс}} + q_{\text{пп}}}{i_0 - i_{\text{к}} + q_{\text{пп}}} \right) = \\ &= \frac{2800,59 - 2366,25}{3447,21 - 2366,25 + 474,75} \left(1 + 0,4 \frac{3447,21 + 474,75 - 2800,59}{3447,21 + 474,75 - 2366,25} \right) = 0,36 \end{aligned} \quad (177)$$

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счёт отборов пара, кВт,

$$\begin{aligned} \Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} &= [Q_{\text{вс}} (1 - \xi_{\text{вс}}) + Q_{\text{нс}} (1 - \xi_{\text{нс}})] \frac{Q_{\text{т}}^{\text{отб}}}{Q_{\text{ту}}} = \\ &= [156576,86(1 - 0,45) + 155771(1 - 0,36)] \cdot 1 = 181901,46 \end{aligned} \quad (178)$$

Находим коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии,

$$K_{\text{э}} = \frac{Q_{\text{ту}}^{\text{э}} + \Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} + Q_{\text{ту}}^{\text{сн}}}{Q_{\text{ту}}^{\text{э}} + \Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} + Q_{\text{ту}}^{\text{сн}} + Q_{\text{от}}} \quad (179)$$

где $Q_{\text{ту}}^{\text{сн}} = 0,05 \cdot Q_{\text{му}} = 0,05 \cdot 490125,35 = 24506,27$ кВт – расход тепла на собственные нужды турбоагрегата.

$$K_{\text{э}} = \frac{177777,5 + 181901,46 + 24506,27}{177777,5 + 181901,46 + 24506,27 + 312347,85} = 0,5516$$

Принимая мощность собственных нужд блока 5% [3], отпущенная мощность составляет, кВт,

$$W_{\text{отп}} = W_{\text{э}} - e_{\text{сн}} W_{\text{э}} = 168000 - 0,05 \cdot 168000 = 159600 \quad (180)$$

Мощность собственных нужд, затраченных только на производство электроэнергии, кВт,

$$W_{\text{ээ}}^{\text{сн}} = e_{\text{ээ}}^{\text{сн}} W_{\text{э}} = 0,05 \cdot 168000 = 8400 \quad (181)$$

Расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг/с,

$$B_{\text{э}} = B \cdot K_{\text{э}} \frac{W_{\text{отп}}}{W_{\text{э}} - W_{\text{ээ}}^{\text{сн}}} = 19,216 \cdot 0,5516 \frac{159600}{168000 - 9250} = 10,559 \quad (182)$$

Расход условного топлива на выработку тепла, кг/с,

$$B_{\text{ПВК}} = \frac{Q_{\text{ПВК}}}{Q_{\text{рн.усл.т.}} \cdot \eta_{\text{ПВК}}} = \frac{258551,33}{29310 \cdot 0,92} = 9,569 \quad (183)$$

Расход условного топлива на выработку тепла, кг/с,

$$B_{\text{т}} = B - B_{\text{э}} + B_{\text{ПВК}} = 19,216 - 10,599 + 9,569 = 18,186 \quad (184)$$

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч)

$$b_{\text{э}} = \frac{B_{\text{э}}}{W_{\text{отп}}} \cdot 3600 = \frac{10,599}{159600} \cdot 3600 = 0,23907 \quad (185)$$

Удельный расход условного топлива на выработку тепла, учитывая догрев в ПВК, кг/ГДж,

$$b_{\text{т}} = \frac{B_{\text{т}}}{Q_{\text{от}}^{\text{макс}}} \cdot 10^6 = \frac{18,186}{565218} \cdot 10^6 = 32,17567 \quad (186)$$

Удельный расход условного топлива на выработку тепла, учитывая догрев в ПВК, в переводе составляет $b_{\text{т}} = 134,71$ кг/ГКал,

2.9 Выбор вспомогательного оборудования

2.9.1 Выбор питательных насосов

На блоках с докритическими параметрами ($p = 13,8$ МПа) на каждый блок устанавливают по одному питательному насосу на 100% производительности (без резерва). На складе предусматривается один резервный насос на всю

электростанцию. Питательные насосы блоков мощностью до 210 МВт имеют электропривод с гидромурфтой.

Для блочных электростанций производительность питательных насосов выбирают по расходу питательной воды на блок с запасом 5%, кг/с:

$$G = G_{нс} \cdot 1,05 = 187,93 \cdot 1,05 = 197,33 \quad (187)$$

где $G_{нс}$ - расход питательной воды на турбину, кг/с.

Напор питательного насоса, Δp , МПа, определяется как разность давлений на стороне нагнетания p_n и на стороне всасывания p_v

$$\Delta p = p_n - p_v \quad (188)$$

Давление нагнетания p_n , МПа, развиваемое насосом, определяется заданным давлением в конечной точке тракта p_k , суммарным гидравлическим сопротивлением тракта $\sum \Delta p_c$ и разницей геометрических отметок H между точками перемещения среды,

$$p_n = p_k + \sum \Delta p_c + Hg\rho \cdot 10^{-6} \quad (189)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;
 $\rho = 1/\nu$ – средняя плотность воды, кг/м³.

Для барабанных котлов с естественной циркуляцией максимальное давление питательной воды $p_{пв}$, МПа, которое должен создавать питательный насос, определяется давлением в барабане p_b с запасом по давлению на открытие предохранительных клапанов $\Delta p_{пк}$,

$$p_{пв} = p_b + \Delta p_{пк}, \quad (190)$$

Для котлов на давление пара $p_{пе} = 13,8 \text{ МПа}$ правилами Котлонадзора устанавливается значение $\Delta p_{пк} = (0,05 \div 0,08) p_{пе}$. Давление в барабане котла p_b определяется через $p_{пе}$ и потери давления в пароперегревателе $\Delta p_{пп} = 1 \div 1,6 \text{ МПа}$.

$$p_b = p_{пе} + \Delta p_{пп} = 15,456 \quad (191)$$

С учётом запаса по давлению на срабатывание предохранительных клапанов,

$$p_{пв} = 15,456 + 0,08 = 15,54$$

Суммарное гидравлическое сопротивление тракта от барабана до питательного насоса имеет следующие составляющие,

$$\sum \Delta p_c = \Delta p_{вэ} + \Delta p_{рпк} + \Delta p_{пвд} + \Delta p_{тр} \quad (192)$$

где $\Delta p_{вэ} = 0,0828$ МПа – гидравлическое сопротивление экономайзера,
 $\Delta p_{рпк} = 0,1$ МПа – сопротивление регулирующего клапана питания котла;
 $\Delta p_{пвд} = 0,8$ МПа – суммарное гидравлическое сопротивление ПВД;
 $\Delta p_{тр} = 0,2$ МПа – сопротивление трубопроводов от насоса до котла.

$$\sum \Delta p_c = 0,0828 + 0,1 + 0,8 + 0,2 = 1,18$$

Высота котла $H = 52,1$ м, средняя плотность воды $\rho = 920$ кг/м³

$$p_n = 13,8 + 0,08 + 52,1 \cdot 9,81 \cdot 920 \cdot 10^{-6} = 15,53$$

Расчётное давление во всасывающей патрубке p_v , МПа, складывается из давления в деаэраторе, давления столба жидкости от уровня в деаэраторе (для блоков на давление 13,8 МПа высота $H_d = 22 \div 25$ м) до оси насоса за вычетом гидравлических сопротивлений в трубопроводе и арматуре (суммарное гидравлическое сопротивление водяного тракта до входа в питательный насос $\sum \Delta p_c$ не должно превышать 0,01 МПа).

$$p_v = p_d - \sum \Delta p_c + H_d \cdot g \cdot \rho \cdot 10^{-6} = 0,7 - 0,01 + 22 \cdot 9,81 \cdot 902,6 \cdot 10^{-6} = 0,88 \quad (193)$$

$$\Delta p = 15,53 - 0,88 = 14,65$$

Объёмный расход питательной воды, $\rho = 940$ кг/м³.

$$Q = G_{пв} / \rho = 187,93 / 940 = 0,197 \text{ м}^3/\text{с} = 712,16 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Выбираем питательный насос на блок ПЭ-720-185/200_г с характеристикой:

- Производительность – 720 м³/ч;
- Напор – 1962 м;
- Частота вращения – 2904 об/мин;
- Допустимый кавитационный запас – 15 м;
- Потребляемая мощность – 5000 кВт;
- КПД – 77 %;

2.9.2 Выбор конденсатных насосов

Число насосов в зависимости от мощности турбоагрегата может быть равно двум, трём или четырём. Конденсатные насосы всегда устанавливаются с резервом; резервный насос включается по системе АВР. По возможности число насосов должно быть минимальным: два по 100% или три по 50% производительности.

Общая подача насосов $D_{\text{кн}}$, кг/с, рассчитывается по максимальному расходу пара в конденсатор. Кроме того, учитываются дренажи подогревателей и трубопроводов, добавочная обессоленная вода и т.п. $D_{\text{кн}} = G_{\text{к}} = 22,75$ кг/с. Но, учитывая, что турбина может работать в конденсационной турбине, для выбора конденсатного насоса, примем расход пара на турбину.

Объёмный расход основного конденсата, $\rho = 997,2$ кг/м³.

$$D_{\text{кн}} = D_{\text{т}}/\rho = 178,06/997,2 = 0,18 \text{ м}^3/\text{с} = 642,8 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (194)$$

При одноподъёмной схеме, применяемой на блоках с барабанными котлами, давление нагнетания $p_{\text{н}}$, МПа, рассчитывается исходя из давления в деаэраторе $p_{\text{д}}$, суммарного сопротивления тракта от конденсатора до деаэратора и разности уровней воды в деаэраторе $H_{\text{д}}$ и конденсаторе:

$$p_{\text{н}} = p_{\text{д}} + \sum \Delta p_{\text{с}} + Hg\rho \cdot 10^{-6}, \quad (195)$$

Суммарное сопротивление тракта:

$$\sum \Delta p_{\text{с}} = \Delta p_{\text{пнд}} + \Delta p_{\text{рпк}} + \Delta p_{\text{тр}}$$

где $\Delta p_{\text{рпк}} = 0,04$ МПа – сопротивление регулирующего клапана питания (уровня) конденсата;

$\Delta p_{\text{пнд}} = 0,1$ МПа – суммарное гидравлическое сопротивление ПНД;

$\Delta p_{\text{тр}} = 0,2$ МПа – сопротивление трубопроводов от насоса до котла.

$$\sum \Delta p_{\text{с}} = 0,1 + 0,04 + 0,2 = 0,34$$

$$p_{\text{н}} = 0,66 + 0,34 + 22 \cdot 9,81 \cdot 950 \cdot 10^{-6} = 1,21$$

Давление перед насосом $p_{\text{в}}$ должно быть достаточным для предотвращения кавитации, для конденсатных насосов с частотой вращения 960 – 1500 об/мин он составляет 0,02 – 0,04 МПа.

$$\Delta p = 1,21 - 0,02 = 1,19 \text{ МПа.}$$

По справочнику [3], выбираем три конденсатных насоса КсВ-500-150 с характеристикой:

- Производительность = 500 м³/ч
- Напор = 150 м
- Частота вращения = 1500 об/мин
- КПД = 75 %
- Допустимый кавитационный запас = 2,5 м
- Потребляемая мощность = 272 кВт;

2.9.3 Градирня

Установим 1 башенную градирню, аналогично принятой к установке на 2 энергоблоке. Расчетный расход нагретой воды, подаваемой на градирню – 29191 м³/ч. Плотность орошения при этом $29191 / 3200 = 9,12$ м³/м²·ч.

Вытяжная башня представляет собой стальной каркас, обшитый оцинкованными профилированными листами с двухсторонним полимерным покрытием.

Основные размеры:

- диаметр вытяжной башни по осям металлического каркаса на отметке 0,000 = 70,2 м;
- диаметр выходного сечения башни на отметке +88,00 = 43,10 м;
- высота градирни = 88,0 м.

Водосборный бассейн градирен представляет собой железобетонную чашу шестнадцатигранной формы и служит для сбора воды с оросителей градирни, глубина воды в бассейне - 2,20 м, днище бассейна имеет уклон 0,003 в сторону прямка опорожнения. Вокруг бассейнов предусматривается водонепроницаемое асфальтобетонное покрытие шириной 2,50 м с уклоном от стен бассейна для стока воды, выносимой ветром из входных окон градирен. Отвод воды по лоткам в промливневую канализацию.

2.9.4 Выбор циркуляционных насосов

Расход охлаждающей воды, $D_{ов}$, кг/с, при конденсационном режиме рассчитывается по формуле

$$D_{ов} = m \cdot D_{к}, \quad (196)$$

где $D_{к} = 178,06$ кг/с – максимальный расход пара в конденсатор (при конденсационном режиме весь пар с отопительных отборов проходит через конденсатор);

$m = 45 \div 100$ – кратность охлаждения, кг/кг, принимаем $m = 45$;
 $D_{об} = 45 \cdot 178,06 = 8012,55$

Объёмный расход циркуляционной воды, $\rho = 1000$ кг/м³.

$$D_{об} = D_{об}/\rho \cdot 3600 = 8012,55/1000 \cdot 3600 = 29341 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Расчётный расход охлаждающей воды, кг/с,

$$D_{об}^p = 1,2 \cdot D_{об} = 1,2 \cdot 29341 = 34,614 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (197)$$

На электростанциях блочного типа принята блочная схема водоснабжения. Устанавливают два циркуляционных насоса по 50% производительности без резерва. Производительность циркуляционных насосов выбирают по летнему режиму, когда температура охлаждающей воды высокая и требуется наибольшее её количество.

$$p_n = \Delta p_{вх} + \Delta p_k + \Delta p_{сн} + (H_n - H_c) \cdot g\rho \cdot 10^{-3} \quad (198)$$

где $\Delta p_{вх}$, $\Delta p_{сн}$ – сопротивление входного и сливного трактов, кПа, каждое из них не должно превышать $20 \div 25$ кПа;

$\Delta p_k = 40 \div 60$ – сопротивление конденсатора, кПа;

H_n – гидравлическое сопротивление тракта и геодезический напор (подъём) воды от уровня воды в приёмном колодце до верха конденсатора. Для равнинных местностей высота подъёма не превышает $10 \div 15$ метров;

H_c – реальная величина сифона, из-за сопротивления сливной линии составляет $6,5 \div 8$ метров.

$$p_n = 25 + 50 + 25 + (12 - 7) \cdot 9,81 \cdot 1000 \cdot 10^{-3} = 150$$

Давление во всасывающей патрубке цирк.насоса p_v в среднем составляет $20 \div 80$ кПа

$$\Delta p_{цн} = p_n - p_v = 150 - 50 = 100 \text{ кПа.}$$

Устанавливаем:

– 2 центробежных горизонтальных циркуляционных насоса (оба рабочие), каждый производительностью 15000 м³/ч, напором (40,0) м с электродвигателем мощностью 2000 кВт, $U=6000$ В, $n=600$ об/мин (летний режим);

– 2 центробежных горизонтальных циркуляционных насоса (оба рабочие), каждый производительностью 2000 м³/ч, напором (40,0) м с электродвигателем мощностью 320 кВт, $U=6000$ В, $n=600$ об/мин (зимний режим).

2.9.5 Выбор сетевых насосов

Выбор производится по производительности и напору, применительно к проектируемому блоку.

Объёмный расход сетевой воды, $\rho = 935 \text{ кг/м}^3$.

$$G = G_{\text{св}} / \rho = 1669,64 / 935 \cdot 3600 = 1,7 \text{ м}^3/\text{с} = 6133,39 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (199)$$

Давление нагнетания рассчитывается на преодоление подогревателей, на сопротивление внешних трубопроводов теплосети и составляет $1,5 \div 2,2 \text{ МПа}$.

$$\Delta p_{\text{цн}} = p_{\text{н}} - p_{\text{в}} = 2,0 - 0,5 = 1,5 \text{ МПа}.$$

Устанавливаем к уже установленным 4 сетевым насосам, и 1 монтируемому сетевому насосу энергоблока № 2, дополнительно 1 сетевой насоса СЭ-5000-160 с характеристиками:

- Производительность – $5000 \text{ м}^3/\text{ч}$
- Напор – 160 м
- Частота вращения 3000 об/мин
- КПД – 84 %
- Допустимый кавитационный запас – 28,0 м
- Потребляемая мощность – 1460 кВт;

Общее число установленных сетевых насосов СЭ-5000-160 равняется 6.

2.9.6 Регенеративные подогреватели

Подогреватель высокого давления выбираем по заводским данным, так чтобы их характеристики удовлетворяли значениям, полученным в ходе расчета ПТС [3]:

– ПВД-7 - ПВД-800-230-45 где 800 – площадь поверхности теплообмена, м^2 ; 230 – максимальное давление в трубной системе, кгс/см^2 ; 45 – максимальное давление в корпусе, кгс/см^2 ;

– ПВД-6 - ПВД-800-230-32;

– ПВД-5 - ПВД-800-230-21.

Подогреватели низкого давления по [3]:

– ПНД-3 - ПН-400-26-7-II;

– ПНД-2 - ПН-100-16-4-I;

– ПНД-1 - ПН-100-16-4-I.

2.9.7 Деаэратор

По найденному расходу питательной воды $G_{пв} = 187$ кг/с выбираем деаэратор смешивающего типа повышенного давления ДП-1000, [3] с характеристиками: давление 0,7 МПа; производительностью – 1000 т/ч, типоразмер охладителя выпара – ОВ-18.

Аккумуляторный бак: тип БД-100-1-13; емкость 100 м³.

2.9.8 Сетевые подогреватели

Подогреватели сетевой воды выбираем по расчетному пропуску воды, давлению пара в корпусе и температура пара на входе и воды на выходе.

Выбираем ПС-2: устанавливаем один ПСГ-5000-3,5-8-I (подогреватель сетевой горизонтальный: 5000м² – площадь поверхности нагрева, 3,5кг/см² – рабочее давление в паровом пространстве, 8кг/см² - рабочее давление в водяном пространстве.

Выбираем ПС-1: устанавливаем один ПСГ-5000-2,5-8-I.

2.9.9 Необходимая производительность топливоподачи

Необходимый расход угля при работе в номинальном режиме 4 водогрейных котлов на ПВК и 3 энергоблоков составит т/ч:

$$B_{тэц} = B_{вк1} \cdot 4 + B_{эбл} \cdot 3 \quad (200)$$

где $B_{вк1} = 29$ т/ч – расход угля на водогрейный котел КВ-ТК-100-150-6 при нагрузке 100 Гкал/ч;

$B_{эбл} = 126,6$ т/ч – расход угля на энергетический котел 1го энергоблока при номинальной нагрузке (т.к. марки котлов отличаются друг от друга, то усредним значения расхода для упрощения расчетов);

$$B_{тэц} = 29 \cdot 4 + 126,6 \cdot 3 = 495,8$$

Необходимый расход угля на ТЭЦ-3:

- 495,8 т/ч;
- 11 899,2 т/сутки;
- 356 976 т/мес.

2.9.10 Угольный склад

В настоящее время угольный склад имеет вместимость 270 000 т, он способен обеспечить непрерывную работу станции при работе 4 водогрейных котлов и 2 энергоблоков на номинальном режиме сроком 30,5 суток.

При строительстве 3 энергоблока вместимость угольного склада необходимо увеличить до 380 000 т, что в свою очередь обеспечит непрерывную работу станции сроком 31,9 суток.

2.9.11 Вагоноопрокидыватель

В настоящее время на станции установлен 1 вагоноопрокидыватель ВРС-134М его технические характеристики указаны в таблице 2.19:

Таблица 2.19– Технические характеристики вагоноопрокидывателя

Наименование показателей	Значение
Грузоподъемность разгружаемых вагонов, т	63...134
Угол поворота, градус	170-175
Время разгрузки полувагона (прямой и обратный ход), с	63-75
Опрокидываний в час	12
Габариты, мм	22770x9634x9038

При строительстве 2го энергоблока принято решение установить аналогичный вагоноопрокидыватель.

Один вагоноопрокидыватель способен обеспечить 12 опрокидываний в час вагонов массой 70 тонн угля, что равняется 840 т/ч.

Для обеспечения загрузки бункеров сырого угля с железнодорожных составов необходимо разгружать в сутки полувагонов массой 70 т:

$$\Omega_{\text{тэц}} = 11899,2 / 70 = 170 \quad (201)$$

Время работы 1го вагоноопрокидывателя составит 14 часов/сутки, время работы 2х вагоноопрокидывателей составит 7ч/сутки.

Данное время работы позволит обеспечить загрузку бункеров сырого угля, а также остается время для пополнения запасов топлива на складе. Установка 3го вагоноопрокидывателя не требуется.

2.9.12 Ленточные конвейера

С учетом увеличения количества вагоноопрокидывателей при строительстве 2 го блока была произведена проверка производительности конвейеров, подающих топливо на склад.

Расчетная производительность вагоноопрокидывателей принимается из расчета 12 опрокидываний в час. Расчетный вагон принимается 70 т.

Требуемая производительность конвейеров от вагоноопрокидывателя (ЛК-1А, ЛК-1Б) 840 т/ч. Принимается фактическая производительность конвейеров ЛК-1А, ЛК-1Б в размере 1100 т/ч, можно сделать вывод, что увеличение производительности существующих конвейеров при данной реконструкции не требуется.

3 Охрана окружающей среды

3.1 Расчет выбросов вредных веществ в атмосферу

Теоретический объем продуктов сгорания определен выше в формуле (81), полный объем дымовых газов составляет при нормальных условиях $V_{\Gamma}^0 = 5,201504 \text{ м}^3/\text{кг}$

Выбросы оксидов серы, г/с

$$M_{SO_2} = 0,02 \cdot B_p \cdot S_p (1 - \eta'_{SO_2})(1 - \eta''_{SO_2}), \quad (202)$$

где B_p – расчетный расход топлива, г/с;
 S_p – содержание серы в топливе на рабочую массу, %;
 η'_{SO_2} – доля оксидов серы, связываемых летучей золой в котле;
 η''_{SO_2} – доля оксидов серы, улавливаемых в мокром золоуловителе попутно с твердыми частицами $\eta''_{SO_2} = 0$.

$$M_{SO_2} = 0,02 \cdot 35001 \cdot 0,24 \cdot (1 - 0,5) \cdot (1 - 0) = 84,002.$$

Удельные выбросы оксидов азота г/МДж:

$$k_{NOX} = k_{NOX}^{топ} + k_{NOX}^{возд} \quad (203)$$

где $k_{NOX}^{топ}$ – топливные оксиды азота, г/Мдж;
 $k_{NOX}^{возд}$ – воздушные оксиды азота, г/Мдж.

Выбросы топливных оксидов азота, г/Мдж:

$$k_{NOX}^{топ} = 0,12 \cdot \xi_{NOX} \cdot \beta_{\alpha\Gamma} \cdot \beta_{\alpha 1} \cdot \beta_R \cdot \beta_{\theta} \cdot \beta_{см}, \quad (204)$$

где ξ_{NOX} – безразмерный коэффициент, учитывающий характеристики топлива;
 $\beta_{\alpha\Gamma}$ – влияние коэффициента избытка воздуха в прямоточной горелке;
 β_R – влияние рециркуляции дымовых газов в первичный воздух (без учета снижения температуры в зоне активного горения);
 β_{θ} – влияние максимальной температуры на участке образования топливных оксидов азота;
 $\beta_{см}$ – влияние смесеобразования в корне факела прямоточных горелок.

$$k_{NOX}^{топ} = 0,12 \cdot 2,119 \cdot 0,517 \cdot 1,241 \cdot 0,994 \cdot 0,77 \cdot 0,874 = 0,109,$$

Выбросы воздушных оксидов азота, г/Мдж:

$$k_{NOX}^{возд} = \frac{1,54 \cdot 10^{16}}{\sqrt{1543}} \cdot \sqrt{\frac{\alpha''_{заг}-1}{\alpha''_{заг}} \cdot \exp\left(\frac{-67000}{T''_{заг}}\right)}, \quad (205)$$

где $\alpha''_{заг}$ – коэффициент избытка воздуха в зоне активного горения;
 $T''_{заг}$ – температура на выходе из зоны активного горения, К.

$$k_{NOX}^{возд} = \frac{1,54 \cdot 10^{16}}{\sqrt{1543}} \cdot \sqrt{\frac{1,19-1}{1,19}} \cdot \exp\left(\frac{-67}{1442,578}\right) = 0,00000108, \quad (206)$$

$$k_{NOX} = 0,109 + 0,00000108 = 0,109$$

Мощность выбросов оксидов азота, г/с:

$$M_{NOX} = B_p \cdot k_{NOX} \cdot \frac{Q_H^p}{1000} = 35,001 \cdot 0,109 \cdot \frac{16119,18}{1000} = 61,525 \quad (207)$$

Выбросы твердых частиц, г/с

$$M_3 = B_p \cdot \alpha_{вн} \cdot A_p \cdot (1 - \eta_{3y}) = 35,001 \cdot 0,95 \cdot 6,2 \cdot (1 - 0,993) = 14,954$$

Приведенная масса вредных веществ, г/с:

$$M = M_{SO_2} + M_{NO_2} \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_{NO_2}} + M_3 \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_3} \quad (208)$$

где ПДК_{SO2} – предельно допустимая концентрация оксидов серы;
 ПДК_{NO2} – предельно допустимая концентрация оксидов азота;
 ПДК₃ – предельно допустимая концентрация золы.

$$M = 84,002 + 61,525 \frac{0,5}{0,085} + 14,954 \frac{0,5}{0,5} = 460,867$$

3.2 Расчет высоты дымовой трубы

Минимально допустимая высота дымовой трубы, рассчитываемая для 3 энергоблоков, м:

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot n \cdot m \cdot F \cdot c}{c}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{n \cdot V \cdot \Delta T}} \quad (209)$$

где A – коэффициент стратификации, учитывает метеорологические условия в зависимости от региона строительства, принимаем

M – суммарные выбросы, г/с;

F – скорость осаждения твердых частиц, м/с;

m – коэффициент, зависящий от скорости в устье дымовой трубы;

V – расход дымовых газов, м³/с;

n – количество энергоблоков подключенных к дымовой трубе, м³/с;

ΔT – разность температур на входе в трубу и окружающего воздуха, °С;

$c_{\phi} = 0,3$ – концентрация ПДК, г/м³.

$$H = \sqrt{\frac{200 \cdot 460,867 \cdot 3 \cdot 1 \cdot 1}{0,5}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{3 \cdot 254,881 \cdot 130}} = 109,264$$

На ТЭЦ-3 установлена дымовая труба высотой 275 м, это превышает минимально допустимое значение. Данной трубы будет достаточно, чтобы обеспечить необходимое рассеивание вредных веществ, которые будут образовываться при работе трех котельных агрегатов, поэтому строительство новой трубы не предусмотрено.

3.3 Расчет наполняемости золоотвала

Золоотвал красноярской ТЭЦ-3 находится на расстоянии 2 км от станции с северо-восточной стороны. Он состоит из двух секций и пруда осветленной воды.

В связи с отсутствием окончательного решения о реконструкции золоотвала при строительстве энергоблока №2 принимать решение о его перепроектировании нецелесообразно.

Произведем расчет наполняемости золоотвала, т/год:

$$Z = \left(B_{\text{год тнт}} \cdot \frac{A_p}{100} \right) - \left(\frac{M_{\text{ТВ}} \cdot 4 \cdot 3,6 \cdot t}{1000} \right) \quad (210)$$

где $B_{\text{год тнт}}$ – годовой расход топлива (Бородинский уголь) на станцию;

A_p – зольность на рабочую массу топлива, %;

$M_{\text{ТВ}}$ – массовый выброс твердых частиц в дымовую трубу, г/с;

t – время работы энергоблоков в год, ч.

$$Z = \left(3818315 \cdot \frac{6,2}{100} \right) - \left(\frac{14,954 \cdot 4 \cdot 3,6 \cdot 7100}{1000} \right) = 233 \ 678$$

Выемка золы должна вестись по разработанному графику и не должна быть ниже наполняемости золоотвала.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе представлен вариант расширения Красноярской ТЭЦ-3 для возможности создания резерва тепловой мощности для перспективы развития города Красноярска после 2033г.

В результате проведения расчетов определен оптимальный и выгодный вариант расширения Красноярской ТЭЦ-3. Было предложено установить спроектированный паровой котел Е-670-13,8-545 БТ (sv4e/42-АС) и теплофикационную паровую турбину Т-185/220-12.8-2 производства АО «Силовые машины».

Был проведен расчет тепловой схемы данного энергоблока, расчет технико-экономических показателей, определены удельные расходы топлива на выработку тепловой и электрической энергии в теплофикационном режиме, которые составили 134,713 кг/ГКал и 0,23907 кг/кВт ч соответственно.

В результате проектирования парового котла с кольцевой топкой объемного охлаждения удалось повысить КПД на 0,8% по сравнению с уже существующим котельным агрегатом ТПЕ-216 установленным на 1 энергоблоке за счет уменьшения потерь от наружного охлаждения, а также за счет небольшого снижения температуры уходящих газов при расчетном номинальном режиме. Удалось снизить высоту и металлоемкость котельного агрегата в 1,3 раза. Удалось снизить вредные выбросы оксидов азота в атмосферу за счет технологии низкотемпературного сжигания кольцевой топки. В тепловом расчете значение механического недожога было принято стандартным для топок камерного сжигания (0,5 %), однако в существующей топке значение механического недожога может быть существенно снижено за счет увеличения времени пребывания частицы угля в зоне активного горения.

Было выбрано современное вспомогательное оборудование. Произведен расчет питательных, конденсатных, циркуляционных и сетевых насосов. Были выбраны регенеративные и сетевые подогреватели. Был выбран деаэратор. Произведены расчеты газового и воздушного трактов котла, были выбраны дымососы и дутьевые вентиляторы. Произведен расчет системы пылеприготовления и горелочных устройств. Произведен расчет время работы вагоноопрокидывателя и запаса угольного склада.

В качестве системы водоснабжения, была выбрана обратная с современными градирнями.

Были рассчитаны выбросы опасных веществ: золы, оксидов серы и азота. Была проведена оценка эффективности действующей дымовой трубы, рассеивающей способности которой будет достаточно для работы действующего и проектируемого энергоблоков. Произведен расчет наполняемости золоотвала.

По окончании расчетов были выполнены чертежи котла в программе Компас-3D, чертежи тепловой схемы, чертежи главного корпуса, чертежи генерального плана Красноярской ТЭЦ-3.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

КЦ – котельный цех;
ТЦ – турбинный цех;
ЭЦ – электрический цех;
ТТЦ – топливо транспортный цех;
ХЦ – химический цех;
ПВК – пиковая водогрейная котельная;
ПВД – подогреватель высокого давления;
ПНД – подогреватель низкого давления;
ПХОВ – подогреватель химически обессоленной воды;
ОУ – охладитель уплотнений;
ПСГ – подогреватель сетевой воды горизонтальный;
ВС – верхний теплофикационный отбор турбины;
НС – нижний теплофикационный отбор турбины;
ЦВД – цилиндр высокого давления;
ЦСД – цилиндр среднего давления;
ЦНД – цилиндр низкого давления;
КТ – кольцевая топка;
ЦТ – центральная топка;
ШПП – ширмовый пароперегреватель;
РПП – радиационный пароперегреватель;
КПП – конвективный пароперегреватель;
ВЭ – водяной экономайзер;
ВП – воздухоподогреватель;
ГГ – горизонтальный газоход;
КШ – конвективная шахта;
ЗУ – золоуловитель;
ПТС – принципиальная тепловая схема;
ЛК – ленточный конвейер;
АВР – автоматическое включение резерва.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Астраханцева, И. А. Экономическая оценка технических решений : Методические указания по дипломному проектированию для студентов специальности 1005; – «Тепловые электрические станции»: И. А. Астраханцева. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 1998. – 27 с.
2. Официальный сайт АО «Силовые машины»: <https://power-m.ru/customers/thermal-power/steam-turbine/>.
3. Цыганок, А. П. Проектирование тепловых электрических станций : учеб. пособие / А. П. Цыганок, С. А. Михайленко; – Красноярск. гос. техн. ун-т. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 136 с.
4. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. – 96 с.
5. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (аэродинамический расчет котельных установок) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 71 с.
6. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (выбор и расчет систем пылеприготовления и горелочных устройств котельных агрегатов) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 45 с.
7. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (расчет естественной циркуляции в контурах барабанных котлов) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 47с.
8. РАО «ЕЭС России», Тепловой расчет котлов: Нормативный метод/А.А. Абрютин, Э.С. Карасина, Р.А. Петросян. Санкт-Петербург 1998. – 256с.
9. Липов, Ю. М. Компонировка и тепловой расчет парового котла : Учебное пособие для вузов / Ю. М. Липов, Ю. Ф. Самойлов, Т. В. Виленский. М. Энергоатомиздат. 1988. – 208 с.
10. Теплоэнергетика и теплотехника: Общие вопросы : Справочник. / Под общ. ред. В. А. Григорьева, В.М. Зорина. 2-е изд. М. : Энергоатомиздат, 1987. – 456 с.
11. СТО 4.2–07–2014. Система менеджмента качества. Общие требования к построению, изложению и оформлению документов учебной деятельности. Введен взамен СТО 4.2–07–2012. Дата введения 30 декабря 2013 года. Красноярск ИПК СФУ, 2014. 60с.

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический институт
Тепловые электрические станции

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой


подпись

Е.А. Бойко
инициалы, фамилия

« 28 » июня 2021 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

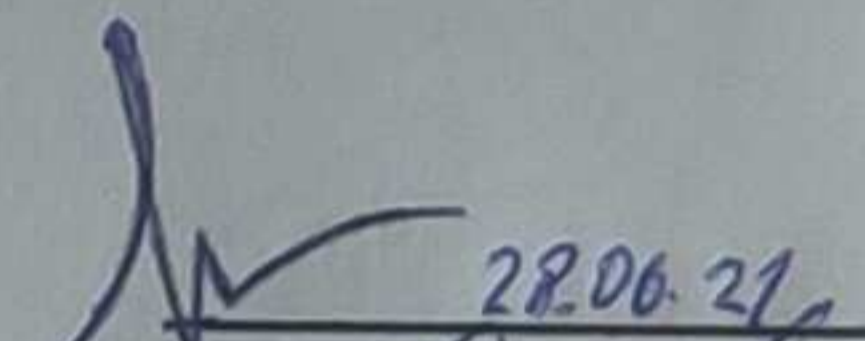
13.03.01 – «Теплоэнергетика и теплотехника»

код – наименование направления

Проект расширения Красноярской ТЭЦ-3. Часть 1.

тема

Руководитель


подпись, дата

профессор, д.т.н.
должность, ученая степень

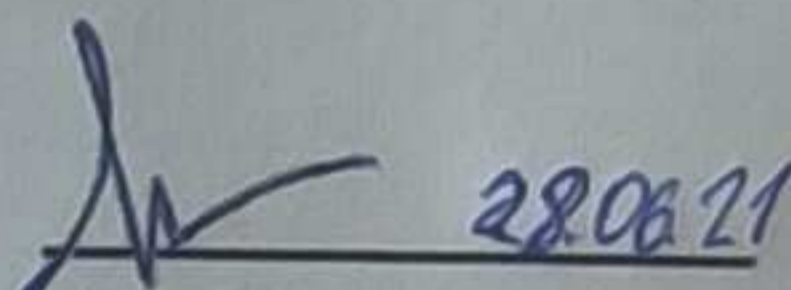
Е.А. Бойко
инициалы, фамилия

Выпускник


подпись, дата

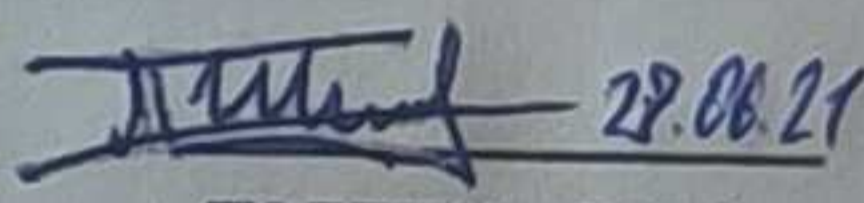
С.Ю. Евгеньев
инициалы, фамилия

Тех. контроль


подпись, дата

Е.А. Бойко
инициалы, фамилия

Нормоконтролер

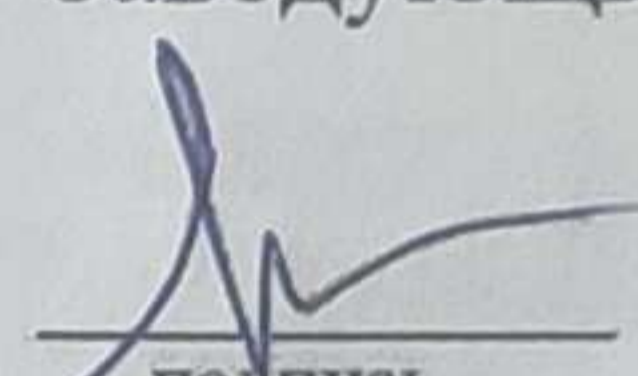

подпись, дата

П.В. Шিশмарев
инициалы, фамилия

Красноярск 2021

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический институт
Тепловые электрические станции

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой


подпись

Е.А. Бойко
инициалы, фамилия

« 27 » января 2021 г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы

Студенту Евгеньеву Сергею Юрьевичу
фамилия, имя, отчество

Группа ЗФЭ16-01Б Направление (специальность) 13.03.01
номер код

Теплоэнергетика и теплотехника
наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект расширения
Красноярской ТЭЦ-3. Часть 1.

Утверждена приказом по университету № 19422/ от 28 декабря 2020

Руководитель ВКР Е.А. Бойко, профессор кафедры ТЭС
инициалы, фамилия, должность, ученое звание и место работы

Исходные данные для ВКР Объект расширения - Красноярская ТЭЦ-3,
электрическая нагрузка 168 МВт, тепловая нагрузка 263,69 Гкал/ч.

Перечень разделов ВКР Вводная часть, экономическая часть, расчетная
часть, общая часть, охрана окружающей среды,

Перечень графического материала _____

Лист 1 Генеральный план

Лист 2 Принципиальная тепловая схема проектируемого блока

Лист 3 Разрез главного корпуса

Лист 4 Продольный разрез парового котла

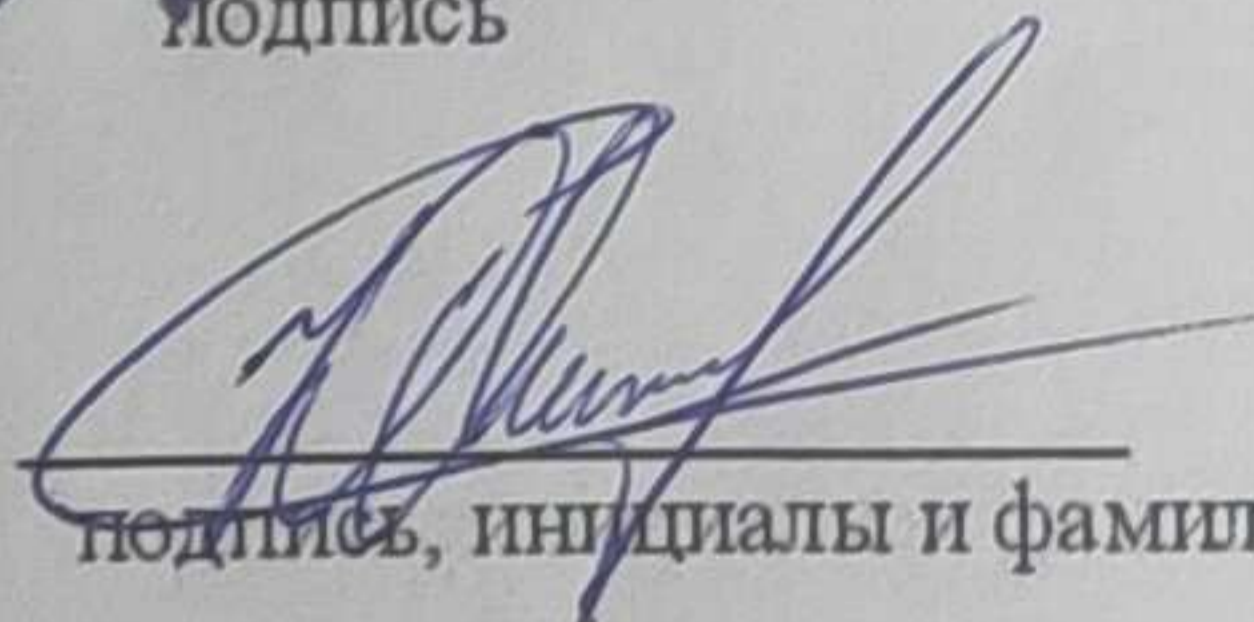
Лист 5 Поперечный разрез парового котла

Руководитель ВКР


подпись

Е.А. Бойко
инициалы, фамилия

Задание принял к исполнению


подпись, инициалы и фамилия студента

С.Ю. Евгеньев

«27» января 2021 г.