

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

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« _____ »

20 ____ Г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 - Теплоэнергетика и теплотехника

код-наименование направления

Проект Кузбасской ТЭС 1320 МВт

тема

Руководитель

подпись, дата

доцент, к.т.н.

должность, ученая степень

П. В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Выпускник

подпись, дата

С.А. Кривцов

инициалы, фамилия

Тех. Контроль

подпись, дата

Е. А. Бойко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

подпись, дата

П. В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2022

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. Техничко-экономическое обоснование строительства ТЭС.....	6
1.1 Актуальность темы выпускной квалификационной работы.....	6
1.2 Техничко-экономическое обоснование выбора состава основного оборудования проектируемой ТЭС.....	7
1.2.1 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией оборудования.....	8
1.3 Обоснование технического и технологического решения выбора состава основного оборудования	13
1.4 Постановка задач.....	17
2. Расчетная часть.....	18
2.1 Описание тепловой схемы и подготовка данных к расчёту.....	18
2.2 Построение процесса расширения пара	20
2.3 Расчет установки по подогреву сетевой воды	23
2.4 Определение параметров по элементам схемы	24
2.5 Определение предварительного расхода пара на турбину.....	26
2.6 Баланс пара и конденсата.....	28
2.7 Расчет регенеративной схемы ПВД.....	29
2.8 Расчет деаэратора	33
2.9 Расчет регенеративной схемы ПНД	35
2.10 Расчет технико-экономических показателей ТЭС.....	40
2.11 Укрупненный расчет котельного агрегата.....	43
2.11.1 Коэффициент избытка воздуха в газовом тракте котла	43
2.11.2 Расчет объемов и продуктов сгорания при рециркуляции газов .	45
2.11.3 Экономичность работы парового котла	48
2.11.4 Конструктивные и тепловые характеристики топочной камеры .	49
2.11.5 Расчет теплообмена в топке	51
2.12 Выбор вспомогательного оборудования турбинного цеха	59
2.12.1 Выбор питательных насосов.....	59

2.12.2	Выбор конденсатных насосов	61
2.12.3	Выбор циркуляционных насосов	63
2.12.4	Выбор сетевых насосов	64
2.12.5	Выбор регенеративных подогревателей	65
2.12.6	Выбор деаэратора	68
2.13	Выбор оборудования топливно-транспортного цеха	68
2.13.1	Приемные устройства	68
2.13.2	Ленточные конвейеры	68
2.13.3	Выбор дробилок	70
2.13.4	Топливные склады	71
2.14	Выбор оборудования пылеприготовления	71
2.14.1	Выбор числа и производительности мельниц	71
2.15	Выбор тягодутьевых машин	72
2.15.1	Выбор дутьевых вентиляторов	72
2.15.2	Выбор дымососов	74
3.	Охрана окружающей среды	76
3.1	Расчет золоулавливающей установки и системы золоудаления	76
3.1.1	Золоулавливающая установка	76
3.1.2	Золоудаление	77
3.2	Расчет содержания оксидов серы в дымовых газах	78
3.3	Расчет содержания оксидов азота в дымовых газах	78
3.4	Расчет суммарных выбросов вредных веществ ТЭС	81
3.5	Проектирование дымовой трубы	81
3.5.1	Расчет рассеивания вредных веществ в атмосфере	83
4.	Общая часть	86
4.1	Электрическая часть проектируемой станции	86
4.2	Выбор схемы технического водоснабжения	89
4.3	Компоновка главного корпуса	90
4.4	Компоновка генерального плана	90
5.	Экономическая часть	91

5.1 Оценка экономической привлекательности.....	91
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	94
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	96

ВВЕДЕНИЕ

Энергетика - область хозяйственно-экономической деятельности человека, совокупность больших естественных и искусственных подсистем, служащих для преобразования, распределения и использования энергетических ресурсов всех видов.

Развитие экономики любой страны, в настоящее время, невозможно без использования электрической энергии. Она вырабатывается на электростанциях и распределяется между потребителями посредством электрических сетей под ответственностью сетевой организации.

Основой энергетики сегодняшнего дня являются топливные запасы угля, нефти и газа, которые удовлетворяют примерно 90% энергетических потребностей человечества всего мира. На 2018 год мировой баланс выработки электроэнергии по разным видам топлива выглядел следующим образом: уголь 38%, возобновляемые источники энергии 25,1%, газ 23,2%, ядерное топливо 10,2%, масло 3% и другие 0,6%. Как известно запасы топливных ресурсов, добываемых из недр земли, ограничены и с каждым годом уменьшаются. Исходя из этого, мировая энергетика движется в сторону развития и внедрения возобновляемой энергетики, которая позволит не только сохранить ресурсную базу, но и улучшить экологическое положение. Но на сегодня день невозможно полностью отказаться от традиционной энергетики из-за того, что использование возобновляемых источников энергии не дает бесперебойной выработки электроэнергии.

В нынешних реалиях развития мировой энергетики наилучший вариант – это строительство блоков на сверхкритические параметры и суперсверхкритические параметры пара (СКП и ССКП), работающих на твердом топливе. Это способствует увеличению КПД цикла станции, что позволяет сократить расход топлива на выработку электрической и тепловой энергии. Кроме этого такой вариант позволяет уменьшить вредные выбросы в атмосферу.

Именно поэтому в разрабатываемом проекте будет выполнено строительство ГРЭС, работающей на каменном угле, установленной электрической мощностью 1320 МВт. Станция будет спроектирована с двумя блоками, с сверхкритическими параметрами пара, по 660 МВт каждый.

1 Технико-экономическое обоснование строительства ТЭС

1.1 Актуальность темы выпускной квалификационной работы

Актуальность проекта основывается на распоряжении правительства Российской Федерации от 1 августа 2016 г., в котором описывается план развития энергетики на период до 2030 года.

Согласно схеме территориального планирования Российской Федерации в области энергетики планируется строительство и ввод в эксплуатацию станции в Крапивинском районе Кемеровской области мощностью на 1320 МВт, работающей на каменных углях марки ДГ, добываемых в Кузнецком угольном бассейне. Так как в Кемеровской области еще не началась глобальная газификация станций, по этой причине проект новой станции рассматривается именно на твердом топливе, а не газообразном или жидком. С экономической стороны выбранное местоположение привлекательно тем, что расстояние от планируемого места строительства станции до места добычи топлива не велико. Ввиду того, что станция строится на высокую мощность, для передачи электроэнергии необходимы линии электропередачи с высоким напряжением. Поблизости к станции располагаются линии 500 кВ, что является положительным фактором для выбора места.

Энергетика Кемеровской области — сектор экономики региона, обеспечивающий производство, транспортировку и сбыт электрической и тепловой энергии. По состоянию на конец 2018 года, на территории Кемеровской области эксплуатировались 13 тепловых электростанций общей мощностью 5516,3 МВт. В 2018 году они произвели 22 680 млн кВт·ч электроэнергии, а потребление электроэнергии этого же года составило 32 009 млн кВт·ч. Таким образом Кемеровская область является энергодефицитным регионом по электроэнергии и энергоизбыточным по мощности, дефицит восполняется перетоками из смежных энергосистем Хакасии, Красноярского и Алтайского края, Томской и Новосибирской областей. В структуре потребления электроэнергии в регионе по состоянию на 2018 год лидирует промышленность. Крупнейшие потребители электроэнергии в регионе — АО «ЕВРАЗ ЗСМК» — 3535 млн кВт·ч, АО «РУСАЛ Новокузнецк» — 3471 млн кВт·ч, АО «Кузнецкие Ферросплавы» — 3078 млн кВт·ч.

Таким образом, ввод Кузбасской станции на 1320 МВт необходим для увеличения энергетического потенциала региона Российской Федерации. А так же для более стабильной работы энергосистемы.

1.2 Технико-экономическое обоснование выбора состава основного оборудования проектируемой ТЭС

В рамках строительства новой станции необходимо провести экономическую оценку выбора основного оборудования. Для строительства Кузбасской ТЭС будет выполнен расчет 3 возможных вариантов компоновки оборудования: два энергоблока с турбиной К-660-247, четыре энергоблока с турбиной К-330-240 и семь энергоблоков с турбиной К-200-130. Все блоки работают на каменном угле Кузбасского угольного разреза.

Необходимые данные для расчета представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные

Параметр	Значение		
	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
Электрическая нагрузка, МВт	1320		
Место строительства	пос. Крапивинский, Кемеровская область		
Состав оборудования	два блока К-660-247	четыре блока К-330-240	семь блоков К-200-130
Среднегодовая длительность простоя оборудования в ремонтах, ч/год	526	482	438
Коэффициенты и нормы:			
Ориентировочный штатный коэффициент	0,83	0,89	0,92
Среднегодовой фонд оплаты труда одного работающего, руб/год	707864,4		
Обязательные страховые выплаты от ФОТ, %	30		
Коэффициент удорожания капитальных вложений	1		
Средняя норма амортизации энергоблока, %	6,67		
Норма отчислений на ремонтное обслуживание от капвложений в ТЭС, %	5		
Топливо:	Каменный уголь, марки ДГ, Кузбасского угольного разреза		
Цена топлива, руб/т нат.т	2500		
Теплота сгорания топлива, ккал	5700		

Продолжение таблицы 1

Топливный эквивалент	0,81
Цена за условное топливо, руб/т у.т.	3070,18

В первом приближении считаем, что основным вариантом является конфигурация с двумя энергоблоками К-660-247, изначально необходимо для него выполнить расчет.

1.2.1 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией оборудования

Эксплуатационные расходы в проектных технико-экономических расчётах, группируются в укрупнённые статьи калькуляции, млн. руб./год:

$$U_{\text{э}} = U_{\text{т}} + U_{\text{зп}} + U_{\text{а}} + U_{\text{тр}} + U_{\text{пр}}, \quad (1.1)$$

где $U_{\text{т}}$ - затраты на топливо;

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

$U_{\text{а}}$ - амортизация основных производственных средств;

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

$U_{\text{пр}}$ - прочие расходы.

Расчёт затрат на топливо

Число часов работы основного оборудования, т. е. календарное время за вычетом времени простоя в капитальном и текущем ремонте, час/год:

$$T_{\text{р}} = 8760 - n_{\text{бл}} \cdot T_{\text{рем}}, \quad (1.2)$$

где $n_{\text{бл}}$ - количество блоков;

$T_{\text{рем}}$ - время простоя в ремонте, ч.

$$T_{\text{р}} = 8760 - 2 \cdot 526 = 7708$$

Выработка электроэнергии на ТЭС, МВт·ч:

$$W = N_{\text{уст}} \cdot T_{\text{уст}}, \quad (1.3)$$

где $N_{\text{уст}}$ - установленная мощность станции, МВт;

$T_{уст}$ – число часов использования установленной мощности, ч;

$T_{уст} = T_p - T_a$ (300-500 часов) – учитываем аварийный резерв, принимается равным 400 часов.

$$W = 1320 \cdot (7708 - 400) = 9646560$$

Средняя нагрузка электростанции, МВт:

$$P_{тэс} = \frac{W}{T_p}, \quad (1.4)$$

где T_p – число часов фактической работы, ч

$$P_{тэс} = \frac{9646560}{7708} = 1251,5$$

Среднегодовая нагрузка энергоблока, МВт:

$$P_{бл} = \frac{P_{тэс}}{n_{бл}}, \quad (1.5)$$

где $n_{бл}$ – число блоков

$$P_{бл} = \frac{1251,5}{2} = 625,75$$

Годовой расход топлива блоками ТЭС на выработку электрической нагрузки в установившемся режиме, т у.т./год:

$$V_{уст} = (b_{хх} \cdot P_n + b_1 \cdot P_{бл} + (b_2 - b_1) \cdot (P_{бл} - P_{эк})) \cdot T_p \cdot n_{бл}, \quad (1.6)$$

где $b_{хх}$ – удельный расход условного топлива на холостой ход агрегата, т у.т./МВт ч.;

b_1 и b_2 – относительный прирост расхода топлива соответственно до точки экономической мощности и в зоне перегрузки, т у.т./МВт·ч.;

$P_{эк}$ и P_n – экономическая и номинальная мощности, МВт.

$$V_{уст} = (0,0296 \cdot 660 + 0,282 \cdot 625,75 + (0,298 - 0,282) \cdot (625,75 - 660)) \cdot 7708 \cdot 2 = 3013049$$

Потери топлива в неуставившемся режиме, т у.т./год:

$$V_{\text{неуст}} = V_{\text{П6-10ч}} \cdot n_{\text{П6-10ч}} \cdot n_{\text{бл}} + V_{\text{Пх.с.}} \cdot n_{\text{Пх.с.}} \cdot n_{\text{бл}}, \quad (1.7)$$

где $V_{\text{П6-10ч}}$, $V_{\text{Пх.с.}}$ – пусковые потери соответственно при останове на 6–10 часов, и при пуске из холодного состояния, т у.т.;

$n_{\text{П6-10ч}}$, $n_{\text{Пх.с.}}$ – число пусков и остановов соответственно на 6-10 часов и из холодного состояния

$$V_{\text{неуст}} = 140 \cdot 10 \cdot 2 + 250 \cdot 2 \cdot 2 = 3800$$

Годовой расход топлива на ТЭС, т у.т./год:

$$V = V_{\text{уст}} + V_{\text{неуст}} \quad (1.8)$$

$$V = 3013049 + 3800 = 3016849$$

Эксплуатационные расходы

Затраты на топливо, млн. руб./год:

$$U_{\text{т}} = \text{Ц} \cdot V \cdot 10^{-6}, \quad (1.9)$$

где Ц – цена топлива, руб./т.у.т.

$$U_{\text{т}} = 3070,18 \cdot 3016849 \cdot 10^{-6} = 9262,26$$

Для приближённых расчётов заработной платы по станции можно использовать формулу, млн. руб./год:

$$U_{\text{зп}} = N_{\text{у}} \cdot n_{\text{у}} \cdot \Phi_{\text{зп}} \cdot 10^{-6}, \quad (1.10)$$

где $n_{\text{у}}$ – штатный коэффициент, чел./МВт;

$\Phi_{\text{зп}}$ – средняя зарплата одного работника за год.

$$U_{\text{зп}} = 1320 \cdot 0,83 \cdot 707864,4 \cdot 10^{-6} = 775,54$$

Размер амортизационных отчислений, млн. руб./год:

$$U_{\text{а}} = K \cdot N_{\text{а}}, \quad (1.11)$$

где $N_{\text{а}}$ – средняя норма амортизации станции в целом;

K – капитальные вложения в ТЭС, млн. руб./год:

$$K = (K' + K_{\text{бл}} \cdot (n_{\text{бл}} - 1)) \cdot d_{\text{i}} \cdot k_{\text{уд}}, \quad (1.12)$$

где $K' = 43500$ и $K_{\text{бл}} = 20800$ – капитальные вложения, связанные с установкой одного блока головного и каждого последующего, млн. руб.;

$d_i = 1,2$ – коэффициент, учитывающий район размещения;

$k_{\text{уд}}$ – коэффициент удорожания в ценах текущего года.

$$K = (43500 + 20800 \cdot (2 - 1)) \cdot 1,2 \cdot 1 = 77160$$

$$U_a = 77160 \cdot 0,0667 = 5144$$

Расходы по ремонту, млн. руб./год:

$$U_{\text{тр}} = K \cdot N_{\text{тр}} = 77160 \cdot 0,05 = 3858, \quad (1.13)$$

где $N_{\text{тр}}$ – норма отчислений на ремонтное обслуживание от капитальных вложений в ТЭС

Рассчитаем прочие расходы, к которым относится:

- 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, с учётом страховых взносов, млн. руб./год:

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (U_a + U_{\text{тр}} + U_{\text{зп}}) + \text{СОЦ}, \quad (1.14)$$

где СОЦ – страховые взносы во внебюджетные фонды, млн. руб./год

$$\text{СОЦ} = N_{\text{св}} \cdot U_{\text{зп}} = 0,3 \cdot 775,54 = 232,66 \quad (1.15)$$

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (5144 + 3858 + 775,54) + 232,66 = 2188,168$$

где $N_{\text{св}}$ – ставка страховых взносов, доли

Эксплуатационные расходы в проектных технико-экономических расчётах, группируются в укрупнённые статьи калькуляции, млн. руб./год:

$$U_{\text{э}} = U_{\text{т}} + U_{\text{зп}} + U_a + U_{\text{тр}} + U_{\text{пр}}, \quad (1.16)$$

где U_t – затраты на топливо;

$U_{зп}$ – расходы на оплату труда;

U_a – амортизация основных производственных средств;

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

$U_{пр}$ – прочие расходы.

$$U_3 = 9262,26 + 775,54 + 232,66 + 5144 + 3858 + 2188,17 = 21227,96$$

Дальше необходимо выполнить расчет для двух оставшихся вариантов. Методика расчет будет аналогична, результаты будут сведены в таблицу 2.

Таблица 2 – технико-экономические показатели выбранных вариантов

Параметр	Значение		
	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
Состав оборудования	два блока К-660-247	четыре блока К-330-240	семь блоков К-200-130
Число часов работы основного оборудования, ч	7708,00	7669,94	7840,45
Число часов использования установленной мощности, ч	7308,00	7269,94	7440,45
Выработка электроэнергии на ТЭС, МВт · ч	9646560	9596318	9821391
Средняя нагрузка электростанции, МВт	1251,5	1251,16	1252,66
Среднегодовая нагрузка энергоблока, МВт	625,75	312,79	178,95
Годовой расход топлива на ТЭС, т.у.т./год	3013049	3064829	3146154
Потери топлива в неустановившемся режиме, т.у.т./год	3800	4600	2240
Годовой расход топлива на ТЭС, т.у.т./год	3016849	3069429	3148394
Капитальные вложения в ТЭС, млн.руб	77160	89010	10020
Затраты на топливо, млн.руб/год	9262,26	9423,69	9666,12
Затраты на оплату труда (расходы по эксплуатационному персоналу), млн.руб/год	775,54	831,59	859,63

Окончание таблицы 2

Обязательные страховые выплаты, млн.руб/год	232,66	249,48	257,89
Амортизационные отчисления, млн.руб/год	5144	5934	6680
Расходы на ремонт основных средств, млн.руб/год	3858	4450,5	5010
Прочие расходы, млн.руб/год	2188,17	2492,7	2767,82
Итого эксплуатационные расходы, млн.руб/год	21227,96	23132,48	24983,57

Выбор основного оборудования выполняется исходя из минимальных капитальных вложений, из всех рассматриваемых вариантов наименьшие кап вложения у первого варианта. Соответственно, станция будет спроектирована с двумя турбинами К-660-247 и двумя котлами ПП-2100-25,4-570/570.

1.3 Обоснование технического и технологического решения выбора состава основного оборудования

Так как использование твердого топлива для сжигания на ТЭС несет за собой истощение его запасов, развитие энергетики России и мира не стоит на месте, а движется в сторону перспективных технологий: факельное сжигание, циркулирующий кипящий слой, парогазовые установки на угле.

Факельное сжигание. Основное направление развития данной технологии заключается в увеличении коэффициента полезного действия за счет повышения начальных параметров пара.

При использовании данного метода смесь угольной пыли с горячим воздухом непрерывно подается в зону активного горения факела, он же в свою очередь является источником теплоты. Повышение параметров пара позволяет:

- Повысить КПД станции в целом;
- Уменьшить вредные выбросы;
- Снижение затрат на топливо.

Но также есть отрицательная сторона данной технологии – это то, что при повышении параметров пара необходимо менять материал, из которого

изготавливаются поверхности нагрева котла и элементы турбины. При значительном повышении параметров теряется экономический эффект за счет того, что новые материалы стоят значительно дороже и такой вариант будет уже неэффективен.

Циркулирующий кипящий слой (ЦКС). Данная технология только начинает свое развитие в России, на данном этапе она представлена только на уровне проектного образца. Но мировая энергетика уже давно работает на технологии циркулирующего кипящего слоя с КПД примерно 40%, но уже сейчас есть перспектива для его повышения до 52-55% за счет инновационных решений в механизме подачи топлива.

При использовании ЦКС слой угля лежит на решетке, а снизу подается такое количество воздуха, которое будет компенсировать силу тяжести, которая приходится на частицы топлива, и после разогрева верхний слой угля начнет гореть, выделяя газообразные продукты сгорания.

По опыту использования техники циркулирующего кипящего слоя можно сказать, что данная технология вполне может конкурировать с пылевидным сжиганием топлива в камерной топке. Достоинствами сжигания топлива в ЦКС является то, что:

- Для сжигания могут использоваться различные топлива, включая низкосортные, размером 0-20 мм;
- Значительно сокращаются расходы электроэнергии топливо-транспортного цеха;
- Снижается металлоемкость, за счет расположения поверхностей нагрева в зоне высокого значения теплоотдачи;
- Снижаются выбросы вредных веществ.

К недостаткам ЦКС относится:

- Усложнение конструкции котла;
- Повышенный расход электроэнергии на высоконапорные вентиляторы;
- Эрозия поверхностей нагрева.

Парогазовые установки на угле. В данных установках используется технология газификации угля. Парогазовые установки на угле уже работают в мире с довольно высоким КПД 43-47%. Хотя это направление и является относительно новым, в перспективе развития уже планируется повышение КПД до значений 52-53%.

Данная технология представляет собой ПГУ с использованием газогенератора для превращения угля в газ – синтез-газ, с последующей очисткой газа от примесей перед непосредственным сжиганием.

Достоинства данной технологии:

- Повышение эффективности выработки электроэнергии;
- Снижение эксплуатационных расходов;
- Снижение вредного воздействия на окружающую среду.

Недостатки:

- Высокие капитальные вложения;
- Низкая надежность данной технологии;
- Сложность технологии.

Исходя из вышесказанного, можно сделать вывод о том, что в России на данный момент самой развитой технологией является – факельное сжиганием пылевидного топлива с повышением начальных параметров пара.

Именно поэтому в данном проекте будет рассмотрено строительство двух энергоблоков с турбиной К-660-247 с сверхкритическими параметрами пара. К основному оборудованию блока относится: Т-образный котел с кольцевой топкой Пп-2100-25,4-570/570 и, как указывалось раньше, турбина К-660-247.

Турбина К-660-247:

Паровая турбина К-660-247 производства ЛМЗ филиала ОАО «Силовые машины». Паровая турбина К-660-247 номинальной мощностью 660 МВт с начальным абсолютным давлением 24,7 МПа.

Четырехцилиндровая конденсационная паровая турбина с промежуточным перегревом пара и развитой системой регенеративного подогрева питательной воды.

Острый пар подводится во внутренний корпус ЦВД, который выполнен по петлевой схеме, затем пар проходит внешний корпус ЦВД. После пар отводится в котлоагрегат для промежуточного перегрева, из которого поступает в ЦСД, который конструктивно выполнен двухпоточным. ЦНД турбины выполнен двухкорпусный двухпоточным, имеет 4 выхлопа пара в конденсатор.

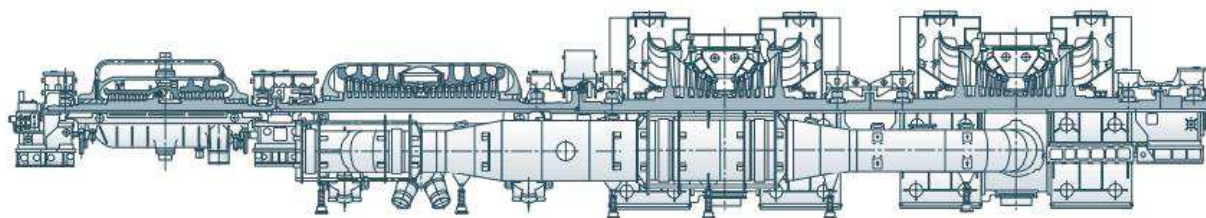


Рисунок 1 – Продольный разрез турбины

Котел Пп-2100-25,4-570/570

Котел с кольцевой топкой выполнен однокорпусным, прямоточным, с твердым шлакоудалением, устанавливается на собственном каркасе, подвесной конструкции с подвеской к собственным хребтовым балкам каркаса. В качестве основного варианта рассматривается Т-образная компоновка поверхностей нагрева. Котел выполняется с газоплотным экранированием топки и конвективных шахт из цельносварных панелей и предназначен для работы на уравновешенной тяге.

Принципиальной особенностью конструкции котла является кольцевая топка, представляющая собой восьмигранную призматическую камеру с условным диаметром по наружной камере 25,0 м, внутри которой соосно по всей высоте установлена полая восьмигранная экранированная вставка с условным диаметром 12,5 м. Здесь и далее под условным диаметром понимается диаметр окружности, условно вписанной в восьмигранное сечение камеры. Во внутренней камере установлена основная центральная строительная колонна (пилон), лифт, лестницы и помосты.

Топочная камера оборудуется 24 основными низкоэмиссионными прямоточными горелками, расположенными в 3 яруса по тангенциальной схеме. Конструкция горелки и воздушных сопел и их расположение в топке позволяют создать систему горизонтальной стадийно-ступенчатой подачи вторичного воздуха для снижения выбросов NOx и обеспечить симметричную аэродинамику в топке. В верхнюю часть топки вводится третичный воздух по тангенциальной схеме с противокруткой, в количестве примерно 20% от теоретически необходимого объема воздуха на котел.

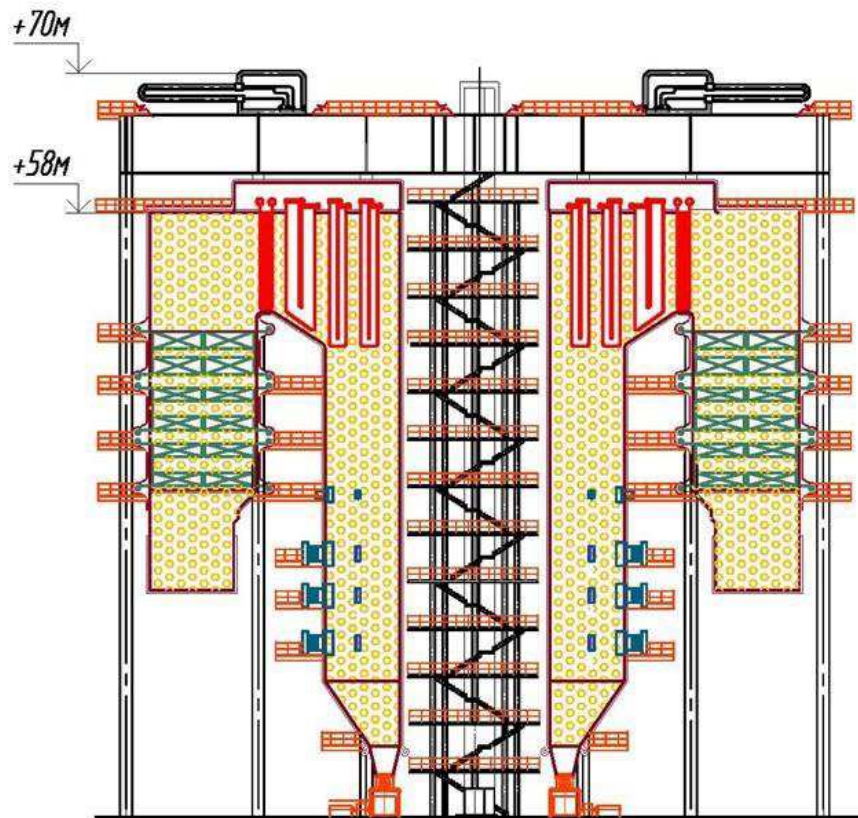


Рисунок 2 – Продольный разрез котла Пп-2100-25,4-570/570

1.4 Постановка задач

Основной задачей является проект строительства Кузбасской ТЭС мощностью 1320 МВт, с СКП параметрами пара.

Для выполнения данной задачи необходимо решить ряд подзадач:

1. Выполнить расчет тепловой схемы турбины К-660-247;
2. Произвести выбор вспомогательного оборудования в пределах тепловой схемы, котельного агрегата, топливно-транспортного цеха, электрического цеха;
3. Оценить влияние проектируемой станции на окружающую среду;
4. Произвести оценку экономической привлекательности проектируемой ТЭС;
5. Выполнить компоновку главного корпуса и генерального плана станции.

2 Расчетная часть

2.1 Описание тепловой схемы и подготовка данных к расчёту

Произвести расчет тепловой схемы и определить технико-экономические показатели турбины К-660-247 при номинальных нагрузках и следующих параметрах:

Таблица 3 – Параметры необходимые для расчета

Параметр	Обозначение	Значение
Электрическая мощность, МВт	$W_{э}$	660
Максимальная отопительная нагрузка, Гкал	$Q_{от}^{max}$	35
Тепловая мощность отопительных отборов, Гкал	$Q_{от}^{баз}$	35
Параметры острого пара:		
давление, МПа	P_0	24,2
температура, °С	t_0	537
Параметры вторичного пара:		
давление, МПа	$P_{пп}$	4,2
температура, °С	$t_{пп}$	565
Давление в конденсаторе турбины, МПа	P_k	0,005
Расчетные значения внутреннего относительного КПД по отсекам:		
ЦВД	$\eta_{oi}^{ЦВД}$	0,88
ЦСД	$\eta_{oi}^{ЦСД}$	0,925
ЦНД	$\eta_{oi}^{ЦНД}$	0,89
КПД дросселирования по отсекам:		
ЦВД	$\eta_{др}^{ЦВД}$	0,95
ЦСД	$\eta_{др}^{ЦСД}$	0,95
ЦНД	$\eta_{др}^{ЦНД}$	0,95
Электромеханический КПД	$\eta_{эм}$	0,98
Потери давления пара в промперегреве, %	$\Delta P_{пп}$	9,5
Расход пара на собственные нужды машинного отделения, %	$\alpha_{сн}^{мз}$	1,14
Расход пара на собственные нужды котельного цеха, %	$\alpha_{сн}^{кц}$	1,14
Внутристанционные потери конденсата, %	$\alpha_{ут}$	1,1

Окончание таблицы 3

Температура химически очищенной воды, °С	$t_{хов}$	30
Нагрев воды в сальниковом и эжекторном подогревателях, °С	$\Delta t_{эж} + \Delta t_{сп}$	15
КПД подогревателей поверхностного типа	$\eta_{то}$	0,98
Недогрев воды до температуры насыщения в ПВД, °С	$g_{ПВД}$	2
Недогрев воды до температуры насыщения в ПНД, °С	$g_{ПНД}$	4
Температурный график сети для пос. Крапивинский, °С		150/70

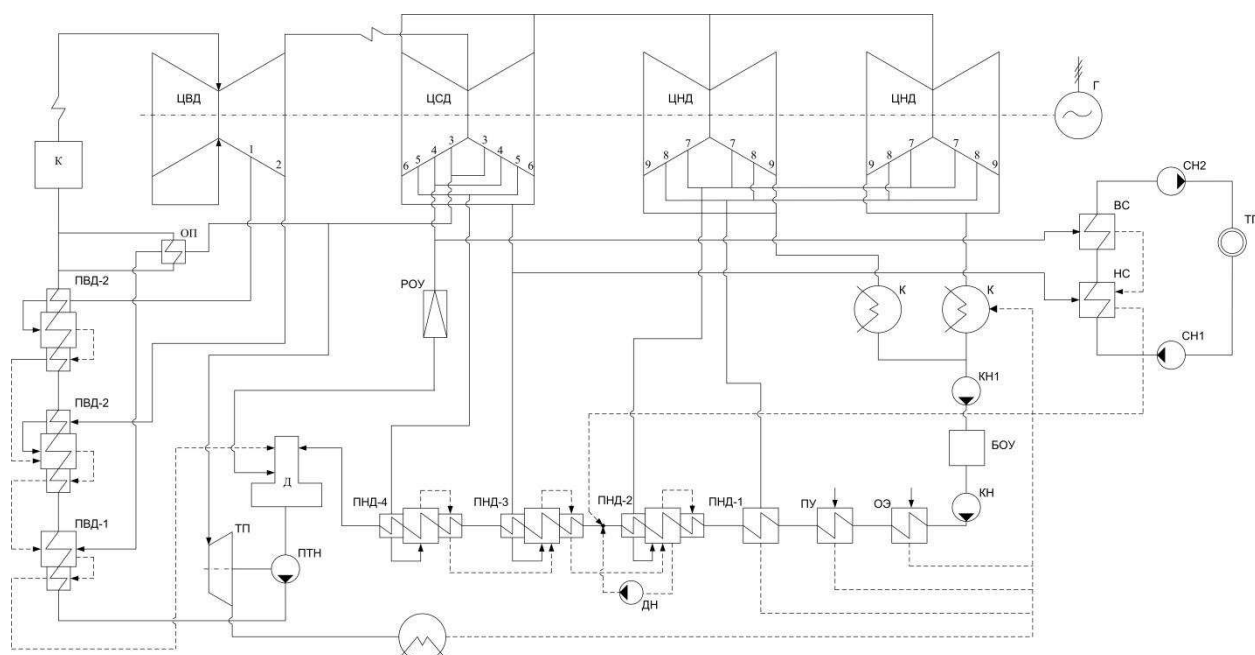


Рисунок 3 – Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-660-247

Турбина К-660-247 имеет девять нерегулируемых отборов пара, восемь из них предназначены для подогрева питательной воды и основного конденсата в группе ПНД, деаэраторе и группе ПВД до конечной температуры в 276,97 °С.

Подогреватели низкого давления поверхностного типа, камерного исполнения. Предназначены для нагрева рабочего тела (основного конденсата), получавшегося в результате конденсации пара.

Подогреватели высокого давления выполнены спирально-коллекторного типа, предназначены для нагрева питательной воды.

Подогреватели сетевой воды предназначены для подогрева сетевой воды горячего водоснабжения паром из отборов турбины. Подогрев воды осуществляется в двух подогревателях: основном и пиковом.

2.2 Построение процесса расширения пара

Процесс расширения пара в турбине К-660-247 строится в h,s -координатах с учётом дросселирования пара в стопорных и регулирующих клапанах турбины, а также в промежуточном пароперегревателе.

Энтальпия острого пара, кДж/кг:

$$h_0 = h(P_0, t_0) = 3306,524 \quad (2.1)$$

где P_0 - давление острого пара, МПа;
 t_0 - температура острого пара, °С.

Давление в точке A'_0 определим с учетом дросселирования пара, МПа:

$$P'_0 = P_0 \cdot \eta_{др}^{ЦВД} = 24,2 \cdot 0,95 = 22,99 \quad (2.2)$$

Теоретический процесс расширения пара от давления P'_0 до давления P_2 изображается линией $A'_0 - B_0$. При действительном процессе расширения энтальпию пара в точке B'_0 можно определить, кДж/кг:

$$h_{B'_0} = h_{A'_0} - (h_{A'_0} - h_{B_0}) \cdot \eta_{oi}^{ЦВД} = 3306,524 - (3306,524 - 2889,314) \cdot 0,88 =$$
$$= 2939,38,$$

где $h_{B_0} = 2889,314$ - энтальпия пара в конце теоретического процесса расширения, кДж/кг;
 $h_{A'_0} = 3306,524$ - энтальпия острого пара, кДж/кг;
 $\eta_{oi}^{ЦВД} = 0,88$ - внутренний относительный коэффициент полезного действия цилиндра высокого давления.

Точку C'_0 определим с учетом дросселирования пара в промежуточном пароперегревателе и регулирующих органах, МПа:

$$P'_{\text{шт}} = P_{\text{шт}} \cdot \eta_{\text{др}}^{\text{ЦСД}} \cdot (1 - \Delta P_{\text{шт}}) = 4,66 \cdot 0,95 \cdot (1 - 0,095) = 3,99 \quad (2.3)$$

Теоретический процесс расширения пара от давления $P'_{\text{шт}}$ до давления P_6 изображается линией $C'_0 - D_0$. При действительном процессе расширения энтальпию пара в точке D можно определить, кДж/кг:

$$h_D = h_{C_0} - (h_{C_0} - h_{D_0}) \cdot \eta_{\text{oi}}^{\text{ЦСД}} = 3594,647 - (3594,647 - 2822,022) \cdot 0,925 = 2879,969 \quad (2.4)$$

где $h_{C_0} = 3594,647$ - энтальпия пара после промперегрева, кДж/кг;
 $h_{D_0} = 2822,022$ - энтальпия пара в конце теоретического процесса расширения, кДж/кг;
 $\eta_{\text{oi}}^{\text{ЦСД}} = 0,925$ - внутренний относительный коэффициент полезного действия цилиндра среднего давления.

Точку D' определим с учетом дросселирования пара, МПа:

$$P'_6 = P_6 \cdot \eta_{\text{др}}^{\text{ЦНД}} = 0,263 \cdot 0,95 = 0,25 \quad (2.5)$$

Теоретический процесс расширения пара от давления P_6 до давления P_K изображается линией $D' - E_0$. При действительном процессе расширения энтальпию пара в точке E можно определить, кДж/кг:

$$h_E = h_{D'} - (h_{D'} - h_{E_0}) \cdot \eta_{\text{oi}}^{\text{ЦНД}} = 2879,969 - (2879,969 - 2264,523) \cdot 0,89 = 2332,222 \quad (2.6)$$

где $h_E = 2879,969$ кДж/кг – энтальпия пара после дросселирования;
 $h_{E_0} = 2264,523$ кДж/кг – теоретическая энтальпия пара в точке E_0 ;
 $\eta_{\text{oi}}^{\text{ЦНД}} = 0,89$ - внутренний относительный коэффициент полезного действия для цилиндра низкого давления.

Таблица 4 – Параметры пара в отборах

Отбор	Давление P_i , МПа	Энтальпия h_i , кДж/кг	Действительный телоперепад H_i , кДж/кг
1	6,130	2993,414	313,11

Продолжение таблицы 4

2	4,667	2939,380	54,034
3	1,870	3350,025	244,622
4	1,187	3221,695	128,33
5	0,473	2999,071	222,624
6	0,263	2879,969	119,102
7	0,107	2730,759	149,21
8	0,019	2487,515	243,244
9	0,005	2332,222	155,293

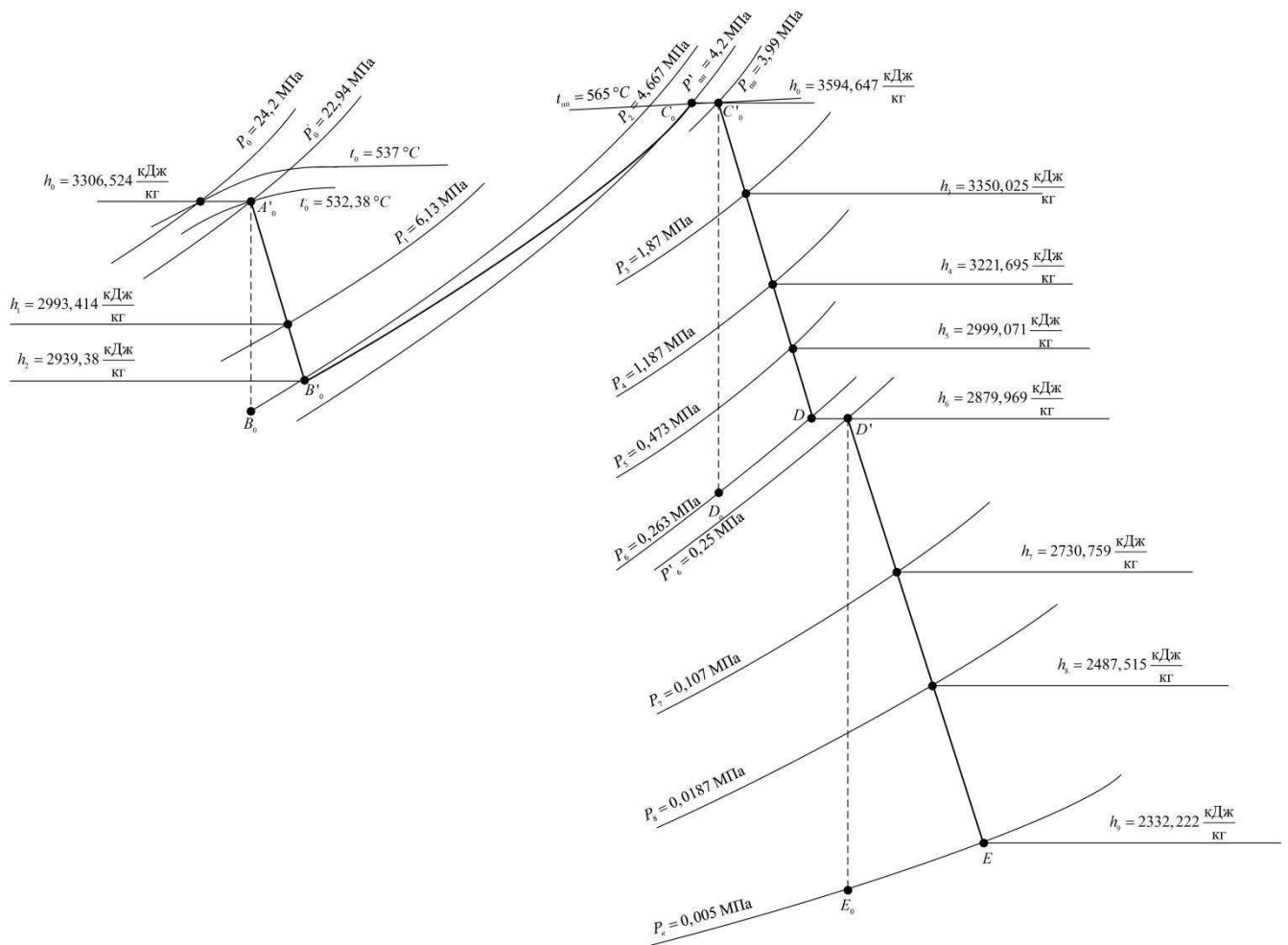
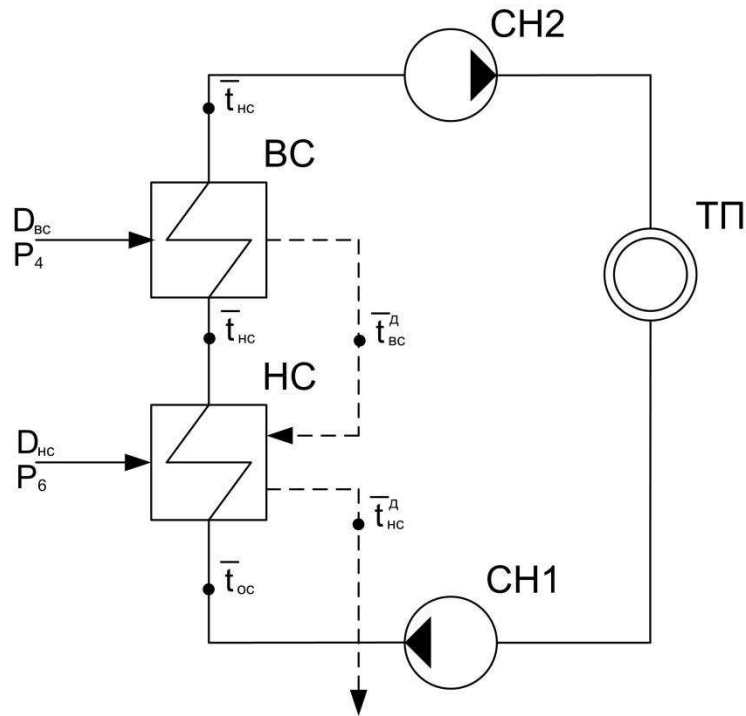


Рисунок 4 – Процесс расширения на hs - диаграмме

2.3 Расчет установки по подогреву сетевой воды



ТП – тепловой потребитель; СН1 – сетевой насос 1 ступени; НС – нижний сетевой подогреватель; ВС – верхний сетевой подогреватель; СН2 – сетевой насос 2 ступени

Рисунок 5 – Схема подогрева сетевой воды

Расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{св} = \frac{Q_{от}^{max}}{c_w \cdot \Delta t} = \frac{40705}{4,19 \cdot 80} = 121,551 \quad (2.7)$$

где $c_w = 4,186$ кДж/кг · К – удельная теплоемкость воды;

Δt - разность температур между прямой и обратной температурой сетевой воды, °С; $\Delta t = 150 - 70 = 80$

Температура сетевой воды после нижнего подогревателя определим из условия равномерного нагрева воды в подогревателях, °С:

$$t_{НС} = t_{оc} + \frac{t_{BC} - t_{оc}}{2} = 70 + \frac{150 - 70}{2} = 110 \quad (2.8)$$

Расход греющего пара на верхний сетевой подогреватель, кг/с:

$$D_{BC} = \frac{G_{св} (t_{BC} - t_{НС})}{(h_4 - t_{BC}^Д) \cdot \eta_T} = \frac{121,551 \cdot (632,575 - 461,987)}{(3221,695 - 632,574) \cdot 0,98} = 8,226 \quad (2.9)$$

где $\bar{t}_{вс} = h(P_{св}, t_{вс}) = 632,575$ кДж/кг - энтальпия воды на выходе из верхнего сетевого подогревателя;

$\bar{t}_{нс} = h(P_{св}, t_{нс}) = 461,987$ кДж/кг - энтальпия воды на выходе из нижнего сетевого подогревателя;

$P_{св} = 1$ МПа - давление сетевой воды;

η_m - КПД теплообменника.

Расход греющего пара на нижний сетевой подогреватель, кг/с:

$$D_{нс} = \frac{G_{св} \cdot (\bar{t}_{вс} - \bar{t}_{ос}) - D_{вс} \cdot (\bar{t}_{всд} - \bar{t}_{нсд})}{h_{нс} - \bar{t}_{нсд}}$$

$$D_{нс} = \frac{121,551 \cdot (632,574 - 461,986) - 8,226 \cdot (649,546 - 478,311)}{2879,969 - 478,311} = 8,087,$$

где $\bar{t}_{ос} = h(P_{св}, t_{ос}) = 293,81$ кДж/кг - энтальпия воды на входе в нижний сетевой подогреватель;

$\bar{t}_{вс}^д = t_s(P_{вс}) = 649,546$ кДж/кг - энтальпия конденсата греющего пара из верхнего сетевого подогревателя;

$\bar{t}_{нс}^д = t_s(P_{нс}) = 478,311$ кДж/кг - энтальпия конденсата греющего пара из верхнего сетевого подогревателя.

2.4 Определение параметров по элементам схемы

Определение параметров по элементам схемы покажем на примере подогревателя высокого давления ПВД-3. Давление пара в отборе 6,13 МПа.

Принимая потерю давления в трубопроводе 5%, находим давление пара у подогревателя, МПа:

$$P'_1 = P_1 \cdot 0,95 = 6,13 \cdot 0,95 = 5,824 \quad (2.10)$$

Температура насыщения греющего пара, °С:

$$t_{н1} = t_s(P'_1) = 273,645 \quad (2.11)$$

Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг:

$$\bar{t}_н = h_s(P'_1) = 1203,73 \quad (2.12)$$

Температура питательной воды за подогревателем с учётом недогрева, °С:

$$t_{пв} = t_n - \theta_{ПВД} = 273,645 - 2 = 271,645 \quad (2.13)$$

Энтальпия питательной воды, кДж/кг:

$$\bar{t}_{нс} = h(P'_1, t_{нс}) = 1189,52 \quad (2.14)$$

Использованный теплоперепад турбиной до отбора на ПВД, кДж/кг:

$$H_{li} = h_0 - h_1 = 3306,524 - 2993,414 = 313,111 \quad (2.15)$$

Также определяем параметры по другим элементам схемы. Результаты сводим в таблицу 5.

Таблица 5 – Параметры элементов схем

Наименование величины	Наименование элементов схемы								
	ПВД-3	ПВД-2	ПВД-1	Д	ПНД-4	ПНД-3	ПНД-2	ПНД-1	К
Давление отборного пара, МПа	6,130	4,667	1,870	1,187	0,473	0,263	0,107	0,019	0,005
Энтальпия пара, кДж/кг	2993,414	2939,380	3350,025	3221,695	2999,071	2879,969	2730,759	2487,515	2332,222
Давление пара у подогревателя, МПа	5,824	4,434	1,777	0,7	0,449	0,25	0,102	0,0108	0,005
Температура насыщения греющего пара, °С	273,645	256,535	206,472	164,953	147,855	127,394	100,064	57,520	32,875

Окончание таблицы 5

Энтальпия конденсата греющего пара,	1203,730	1117,682	881,670	697,143	622,994	535,266	419,369	240,778	137,765
Температура воды за подогревателем, °С	271,645	254,535	204,472	164,953	143,855	123,394	96,064	53,520	32,875
Энтальпия воды за подогревателем, кДж/кг	1189,52	1109,863	886,465	697,143	606,305	518,936	403,385	225,106	137,765
Использованный теплоперепад, кДж/кг	313,111	367,145	611,767	740,097	962,721	1081,823	1231,032	1474,277	1629,57

2.5 Определение предварительного расхода пара на турбину

Коэффициент недоиспользования мощности отопительного верхнего теплофикационного отбора рассчитаем по формуле:

$$y_{\text{вс}} = \frac{h_4 - h_k}{h_0 - h_k + q_{\text{пр}}} \quad (2.16)$$

где $h_4 = 3221,694$ - энтальпия пара в четвертом отборе, кДж/кг;

$h_k = 2332,735$ - энтальпия пара перед конденсатором турбоустановки, кДж/кг;

$q_{\text{пр}} = h_{\text{пр}} - h_2 = 3594,647 - 2939,379 = 655,267$ - теплота, сообщаемая пару в промперегреве, кДж/кг.

$$y_{\text{вс}} = \frac{3221,694 - 2332,222}{3306,524 - 2332,222 + 655,267} = 0,546$$

Коэффициент недоиспользования мощности отопительного нижнего теплофикационного отбора рассчитаем по формуле:

$$y_{\text{нс}} = \frac{h_6 - h_k}{h_0 - h_k + q_{\text{шт}}} \quad (2.17)$$

где $h_7 = 2879,969$ - энтальпия пара в шестом отборе, кДж/кг.

$$y_{\text{нс}} = \frac{2879,969 - 2332,222}{3306,524 - 2332,222 + 655,267} = 0,336$$

Коэффициент недоиспользования мощности отбора на турбопривод рассчитаем по формуле:

$$y_{\text{тпр}} = \frac{h_3 - h_k}{h_0 - h_k + q_{\text{шт}}} \quad (2.18)$$

где $h_3 = 3350,025$ - энтальпия пара в третьем отборе, кДж/кг .

$$y_{\text{тпр}} = \frac{3350,025 - 2332,222}{3306,524 - 2332,222 + 655,267} = 0,625$$

Расход пара на турбопривод питательного насоса составит, кг/с:

$$D_{\text{тп}} = \frac{G_{\text{пв}} \cdot v_{\text{пв}} \cdot (P_{\text{пв}} - P_{\text{д}})}{H_{\text{тпр}} \cdot \eta_{\text{мтп}} \cdot \eta_{\text{н}}} \quad (2.19)$$

где $G_{\text{пв}} = 585,577$ - расход питательной воды с учетом всех потерь по пароводяному тракту, кг/с;

$P_{\text{пв}} = 33,841$ - давление (питательной воды) нагнетания питательной воды, МПа;

$P_{\text{д}} = 0,7$ - давление (деаэратора) на всасе питательной воды насосом, МПа;

$H_{\text{тпр}} = 1031,561$ - теплоперепад приводной турбины;

$\eta_{\text{мтп}} = 0,98$ - КПД механизма турбопривода;

$\eta_{\text{н}} = 0,8$ - КПД насоса.

$$D_{\text{тп}} = \frac{585,577 \cdot 0,001 \cdot (33,841 - 0,7)}{1031,561 \cdot 0,98 \cdot 0,8} = 26,318$$

Расход пара на турбину составит, кг/с:

$$D_T = k_{\text{рег}} \cdot \left(\frac{W_3}{H_i \cdot \eta_{\text{ЭМ}}} + y_{\text{вс}} \cdot D_{\text{вс}} + y_{\text{нс}} \cdot D_{\text{нс}} + y_{\text{тпр}} \cdot D_{\text{тпр}} \right) \quad (2.20)$$

где $H_i = 1629,57$ – теплоперепад всей турбины, кДж/кг;

$\eta_{\text{ЭМ}} = 0,98$ – электромеханический КПД;

$k_{\text{рег}} = 1,27$ - уточненный коэффициент регенерации.

$$D_T = 1,27 \cdot \left(\frac{660 \cdot 10^6}{1629,57 \cdot 0,98} + 0,546 \cdot 8,226 + 0,336 \cdot 8,087 + 0,625 \cdot 26,318 \right) =$$

$$= 555,017$$

2.6 Баланс пара и конденсата

Расход пара на охладитель пара эжектора, кг/с:

$$D_{\text{эж}} = 0,005 \cdot D_T = 0,005 \cdot 555,017 = 2,775 \quad (2.21)$$

Расход пара на уплотнение турбины, кг/с:

$$D_{\text{упл}} = 0,01 \cdot D_T = 0,01 \cdot 555,017 = 5,55 \quad (2.22)$$

Расход пара на собственные нужды, кг/с:

$$D_{\text{сн}} = \frac{\alpha_{\text{сн}}^{\text{МЗ}} + \alpha_{\text{сн}}^{\text{КЦ}}}{100} \cdot D_T, \quad (2.23)$$

где $\alpha_{\text{сн}}^{\text{МЗ}}$ - расход пара на собственные нужды машинного зала;

$\alpha_{\text{сн}}^{\text{КО}}$ - расход пара на собственные нужды котельного цеха.

$$D_{\text{сн}} = \frac{1,14 + 1,14}{100} \cdot 555,017 = 12,559$$

Утечки пара и конденсата, кг/с:

$$D_{\text{ут}} = \alpha_{\text{ут}} \cdot D_T, \quad (1.24)$$

где $\alpha_{\text{ут}}$ - внутростанционные потери конденсата.

$$D_{\text{ут}} = 0,011 \cdot 555,017 = 6,105$$

Расход перегретого пара:

$$D_{\text{пе}} = D_{\text{т}} + D_{\text{эж}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}} \quad (2.25)$$

$$D_{\text{пе}} = 555,017 + 2,775 + 5,55 + 6,105 + 12,599 = 582,047 \text{ кг/с} = 2095,368 \text{ т/ч}$$

Расход питательной воды, кг/с:

$$G_{\text{пв}} = D_{\text{пе}} = 582,047 \quad (2.26)$$

Расход химически очищенной воды, кг/с:

$$D_{\text{хов}} = D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}} \quad (2.27)$$

$$D_{\text{хов}} = 6,105 + 12,599 = 18,704$$

2.7 Расчет регенеративной схемы ПВД

В рассчитываемой турбине развита регенеративная схема. На рисунке 6 представлена схема ПВД, которая включает в себя три подогревателя высокого давления с наличием трёх зон: ОП, СП, ОД. Один из подогревателей имеет выносной охладитель пара, который по ходу воды является последним элементом схемы. Основная цель данного расчета – это нахождение неизвестных расходов пара на каждый из элементов, а также неизвестных энтальпий воды после зоны подогревателя.

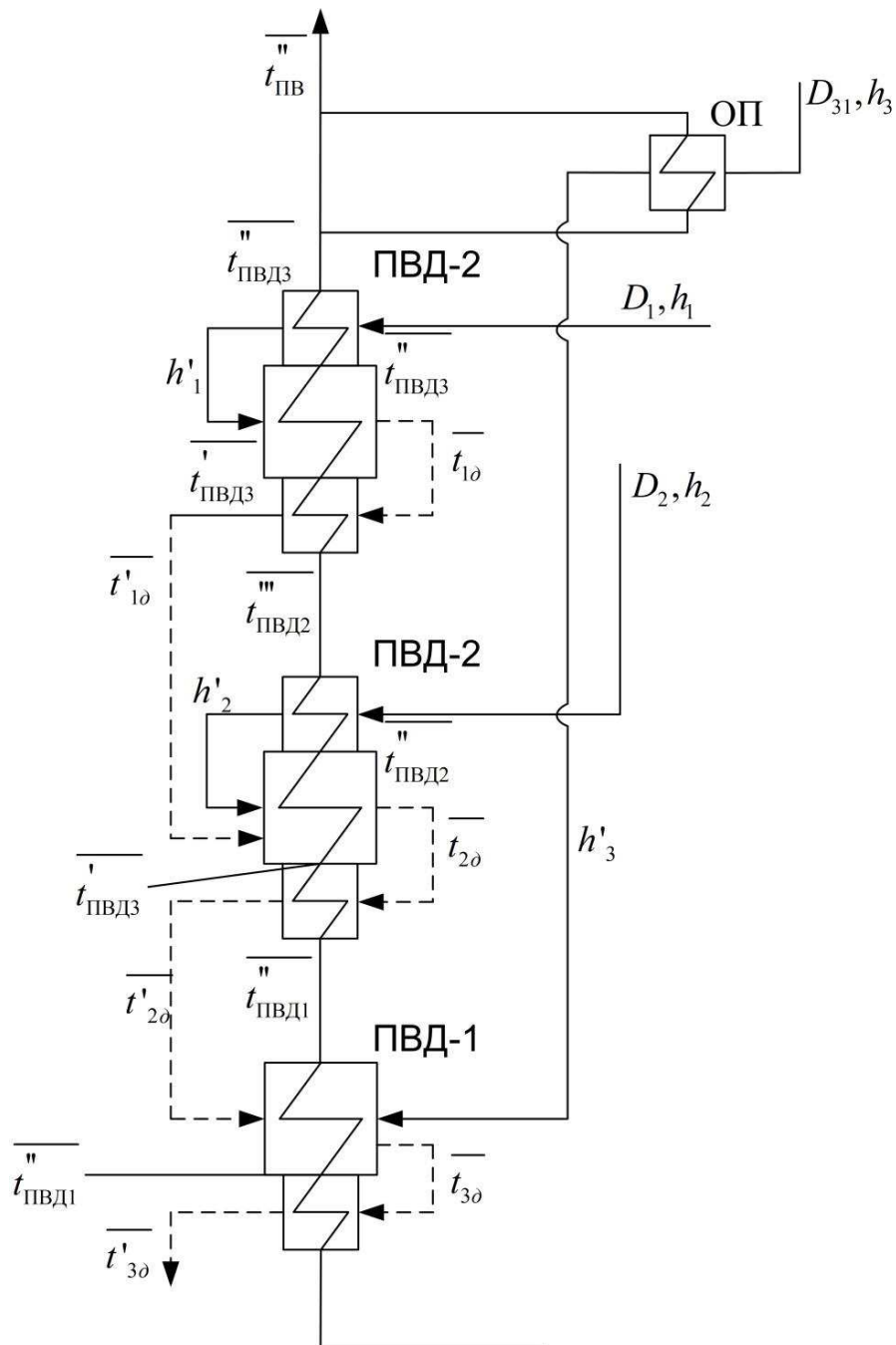


Рисунок 6 - Расчётная схема ПВД

Таблица 6 – Параметры элементов тепловой схемы ПВД

Наименование	Обозначение	Формула расчета	Значение
Давление пара в отборе на ПВД-3, МПа	P'_1	из процесса расширения	5,824
Энтальпия пара в отборе, кДж/кг	h_1	из процесса расширения	2993,414
Энтальпия пара после зоны ОП ПВД-3, кДж/кг	h'_1	$h'_1 = h'(P'_1, t'_1)$, где $t'_1 = t_s(P'_1) + 12,5^0 C = 286,145^0 C$	2840,879

Окончание таблицы 6

Энтальпия питательной воды на входе в ОП в ПВД-3, кДж/кг	$\overline{t''_{ПВД3}}$	$\overline{t''_{ПВД3}} = h(P_{пв}, t''_{ПВД3}),$ где $t''_{ПВД3} = t_s(P'_1) - \vartheta_{ПВД} = 271,645 \text{ } ^\circ\text{C}$	1189,519
Энтальпия дренажа после СП ПВД-3, кДж/кг	$\overline{t_{10}}$	$\overline{t_{10}} = h'(t_s(P'_1))$	1203,73
Давление пара во втором отборе ПВД-2, МПа	P'_2	из процесса расширения	4,437
Энтальпия пара во втором отборе, кДж/кг	h_2	из процесса расширения	2939,38
Энтальпия пара после зоны ОП ПВД-2, кДж/кг	h'_2	$h'_2 = h'(P'_2, t'_2),$ где $t'_2 = t_s(P'_2) + 12,5 \text{ } ^\circ\text{C} = 257,334 \text{ } ^\circ\text{C}$	2846,637
Энтальпия питательной воды на входе в ОП в ПВД-2, кДж/кг	$\overline{t''_{ПВД2}}$	$\overline{t''_{ПВД2}} = h(P_{пв}, t''_{ПВД2}),$ где $t''_{ПВД2} = t_s(P'_2) - \vartheta_{ПВД} = 254,535 \text{ } ^\circ\text{C}$	1109,862
Энтальпия дренажа после СП ПВД-2, кДж/кг	$\overline{t_{20}}$	$\overline{t_{20}} = h'(t_s(P'_2))$	1117,682
Давление пара в третьем отборе ПВД-1, МПа	P'_3	из процесса расширения	1,777
Энтальпия пара в третьем отборе, кДж/кг	h_3	из процесса расширения	3350,025
Энтальпия пара после зоны ОП ПВД-1, кДж/кг	h'_3	$h'_3 = h'(P'_3, t'_3),$ где $t'_3 = t_s(P'_3) + 80 \text{ } ^\circ\text{C} = 286,472 \text{ } ^\circ\text{C}$	2999,563
Энтальпия питательной воды на входе в ОП в ПВД-1, кДж/кг	$\overline{t''_{ПВД1}}$	Находится из системы уравнений ПВД	-
Энтальпия дренажа после СП ПВД-1, кДж/кг	$\overline{t_{30}}$	$\overline{t_{30}} = h'(t_s(P'_3))$	842,145
Энтальпия дренажа после ОД ПВД-1, кДж/кг	$\overline{t'_{30}}$	$\overline{t'_{30}} = h'(P'_3, t'_{30}),$ где $t_{05} = t_{пв3} + 8 \text{ } ^\circ\text{C} = 179,158 \text{ } ^\circ\text{C}$	759,871

Многие параметры, входящие в группу величин ПВД, неизвестны. Для их нахождения необходимо решить систему уравнений.

Уравнения теплового баланса для группы ПВД:

Для ПВД-3:

$$D_1 \cdot (h_1 - h'_1) \cdot \eta_T = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{ПВД3}}''' - \bar{t}_{\text{ПВД3}}'')$$

$$D_1 \cdot (h'_1 - \bar{t}_{1\delta}) \cdot \eta_m = G_{\text{нв}} \cdot (\bar{t}_{\text{ПВД3}}'' - \bar{t}_{\text{ПВД3}}')$$

$$D_1 \cdot (\bar{t}_{1\delta} - \bar{t}'_{\delta 1}) \cdot \eta_m = G_{\text{нв}} \cdot (\bar{t}_{\text{ПВД3}}' - \bar{t}_{\text{ПВД2}}'')$$

$$\bar{t}'_{\delta 1} = \bar{t}_{\text{ПВД2}}''' + 12,5^\circ \text{C} \cdot c_\delta$$

Для ПВД-2:

$$D_2 \cdot (h_2 - h'_2) \cdot \eta_T = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{ПВД2}}''' - \bar{t}_{\text{ПВД2}}'')$$

$$D_2 \cdot (h'_2 - \bar{t}_{2\delta}) \cdot \eta_m + D_1 \cdot (\bar{t}'_{1\delta} - \bar{t}_{2\delta}) \cdot \eta_m = G_{\text{нв}} \cdot (\bar{t}_{\text{ПВД2}}'' - \bar{t}_{\text{ПВД2}}')$$

$$(D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}_{2\delta} - \bar{t}'_{2\delta}) \cdot \eta_m = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{ПВД2}}' - \bar{t}_{\text{ПВД1}}'')$$

Для ПВД-1:

$$D_{31} \cdot (h_3 - h'_3) \cdot \eta_T = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{пв}}''' - \bar{t}_{\text{ПВД3}}''')$$

$$D_{31} \cdot (h'_3 - \bar{t}_{\delta 4}) \cdot \eta_T + (D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}'_{2\delta} - \bar{t}_{3\delta}) \cdot \eta_m = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{ПВД1}}'' - \bar{t}_{\text{ПВД1}}')$$

$$(D_1 + D_2 + D_{31}) \cdot (\bar{t}_{3\delta} - \bar{t}'_{3\delta}) \cdot \eta_T = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{ПВД1}}' - \bar{t}_{\text{пв}}')$$

После вычисление всех систем уравнений, были получены неизвестные величины, которые представлены в таблице 7.

Таблица 7 – Найденные значения неизвестных величин

Наименование	Обозначение	Значение
Расходы на ПВД, кг/с	D_1	24,735
	D_2	65,137
	D_{31}	31,993
Энтальпии питательной воды за ПВД, кДж/кг	$\bar{t}_{\text{пв}}''$	1214,751
	$\bar{t}_{\text{ПВД3}}'''$	1195,872
	$\bar{t}_{\text{ПВД2}}'''$	1120,034

Окончание таблицы 7

Энтальпии питательной воды на выходе из зоны ОД, кДж/кг	$\bar{t}'_{ПВД3}$	1121,338
	$\bar{t}'_{ПВД2}$	917,919
	$\bar{t}'_{ПВД1}$	768,034
Энтальпия после зоны ОД, кДж/кг	$\bar{t}'_{1\theta}$	1172,409

2.8 Расчет деаэратора

Расчет деаэратора заключается в нахождении неизвестных расходов пара, подающихся с отборов турбины, для деаэрации питательной воды.

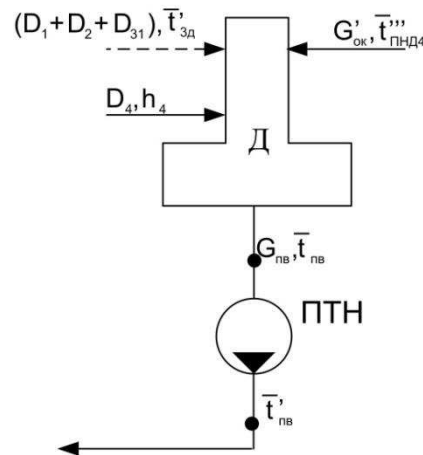


Рисунок 7 - Расчётная схема деаэратора

Таблица 8 – Параметры элементов тепловой схемы деаэратора

Наименование	Обозначение	Формула расчета	Значение
Давление пара в отборе, МПа	P'_4	из процесса расширения	0,7
Энтальпия пара в отборе, кДж/кг	h_4	из процесса расширения	3221,169
Энтальпия питательной воды после деаэратора, кДж/кг	$\bar{t}'_{пв}$	$\bar{t}'_{пв} = h'(t_s(P_\theta))$	697,143
Энтальпии основного конденсата на входе в деаэратор, кДж/кг	$\bar{t}'_{пнд4}$	из расчета схемы ПНД	614,494

Окончание таблицы 8

Энтальпия дренажа с ПВД, кДж/кг	$\overline{t}_{3\partial}$	из расчета схемы ПВД	759,871
---------------------------------	----------------------------	----------------------	---------

Уравнение теплового и материального баланса для деаэрата:

$$D_4 + G'_{ок} + (D_1 + D_2 + D_{31}) = G_{пв}$$

$$D_4 \cdot h_4 \cdot \eta_m + G'_{ок} \cdot \overline{t}_{ПНД4} + (D_1 + D_2 + D_{31}) \cdot \overline{t}_{3д} = G_{пв} \cdot \overline{t}'_{пв}$$

Нахождение энтальпии питательной воды после насоса, кДж/кг:

$$\overline{t}'_{пв} = \overline{t}_{пв} + \Delta \overline{t}_{пн}, \quad (2.28)$$

где $\Delta \overline{t}_{пн}$ - прирост энтальпии в питательном насосе, кДж/кг.

Прирост энтальпии в питательном насосе, кДж/кг:

$$\Delta \overline{t}_{пн} = \frac{(P_{пв} - P_d) \cdot V_{пв}}{\eta_n}, \quad (2.29)$$

где $V_{пв} = v(t_s(P_d)) = 0,001$ - объем воды на всасе насоса, м³/кг;

η_n - КПД насоса.

$$\Delta \overline{t}_{пн} = \frac{(33,841 \cdot 10^3 - 0,7 \cdot 10^3) \cdot 0,001}{0,8} = 45,899$$

$$\overline{t}'_{пв} = 697,143 + 45,889 = 743,042$$

Найденные величины представлены в таблице 9.

Таблица 9 – Найденные значения неизвестных величин

Наименование	Обозначение	Значение
Расход пара в отбор, кг/с	D_4	11,656
Расход основного конденсата, кг/с	$G'_{ок}$	448,526

2.9 Расчет регенеративной схемы ПНД

Расчет регенеративной схемы ПНД необходим для того, чтобы учесть все тепло передаваемое от частично отработавшего пара в турбине к основному конденсату. Так же для уменьшения потерь с паром возвращающегося от уплотнения и эжекторов турбины.

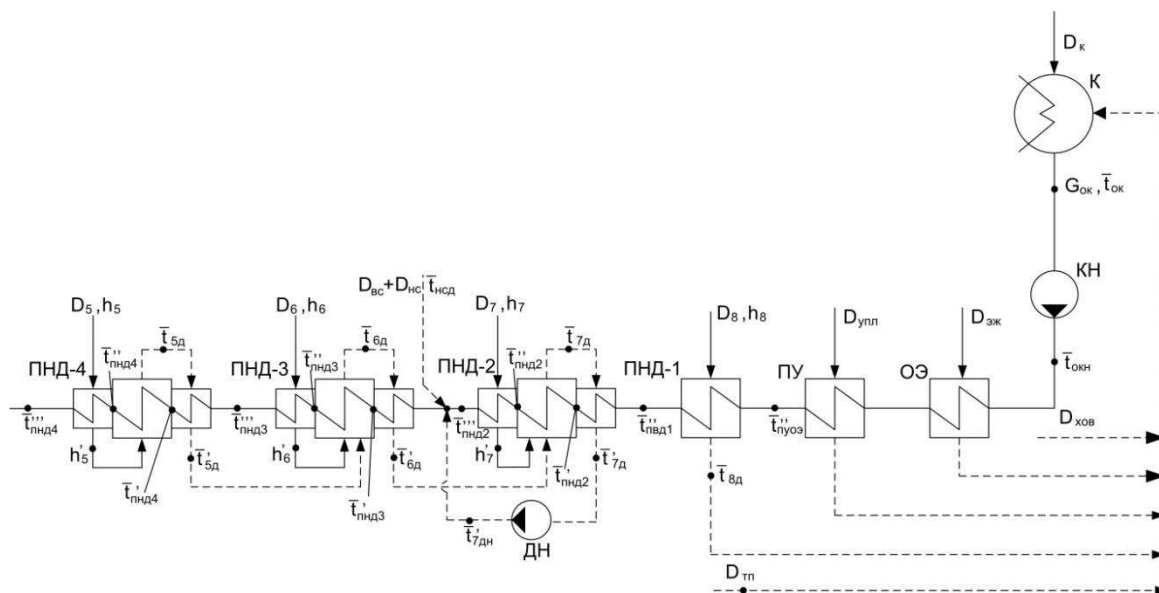


Рисунок 8 - Расчётная схема ПНД

Таблица 10 – Параметры элементов тепловой схемы ПНД

Наименование	Обозначение	Формула расчета	Значение
Давление пара в отборе на ПНД-4, МПа	P'_5	из процесса расширения	0,449
Энтальпия пара в отборе на ПНД-4, кДж/кг	h_5	из процесса расширения	2999,071
Энтальпия пара после зоны ОП ПНД-4, кДж/кг	h'_5	$h'_5 = h'(P'_5, t'_5),$ где $t'_5 = t_s(P'_5) + 12,5^0 C = 160,355^0 C$	2769,176
Энтальпия основного конденсата на входе в зону ОП в ПНД-4, кДж/кг	$\overline{t''_{пнд4}}$	$\overline{t''_{пнд4}} = h(P_{ок}, t''_{пнд4}),$ где $t''_{пнд4} = t_s(P'_5) - \mathcal{G}_{ПНД} = 143,855^0 C$	606,305
Энтальпия дренажа после зоны СП ПНД-4, кДж/кг	$\overline{t_{5д}}$	$\overline{t_{5д}} = t_s(P'_5)$	622,994
Давление пара в отборе на ПНД-3, МПа	P'_6	из процесса расширения	0,249

Продолжение таблицы 10

Энтальпия пара в отборе на ПНД-3, кДж/кг	h_6	из процесса расширения	2879,969
Энтальпия пара после зоны ОП ПНД-3, кДж/кг	h'_6	$h'_6 = h'(P'_6, t'_6)$, где $t'_6 = t_s(P'_6) + 12,5^0 C = 139,894^0 C$	2769,176
Энтальпия основного конденсата на входе в зону ОП в ПНД-3, кДж/кг	$\overline{t''_{\text{пнд}3}}$	$\overline{t''_{\text{пнд}3}} = h(P_{\text{ок}}, t''_{\text{пнд}3})$, где $t''_{\text{пнд}3} = t_s(P'_5) - \mathcal{G}_{\text{ПНД}} = 123,3941^0 C$	518,936
Энтальпия дренажа после зоны СП ПНД-3, кДж/кг	$\overline{t_{6\text{д}}}$	$\overline{t_{6\text{д}}} = t_s(P'_6)$	535,266
Давление пара в отборе на ПНД-2, МПа	P'_7	из процесса расширения	0,102
Энтальпия пара в отборе на ПНД-2, кДж/кг	h_7	из процесса расширения	2730,759
Энтальпия пара после зоны ОП ПНД-2, кДж/кг	h'_7	$h'_7 = h'(P'_7, t'_7)$, где $t'_7 = t_s(P'_7) + 12,5^0 C = 112,564 C$	2701,356
Энтальпия основного конденсата на входе в зону ОП в ПНД-2, кДж/кг	$\overline{t''_{\text{пнд}2}}$	$\overline{t''_{\text{пнд}2}} = h(P_{\text{ок}}, t''_{\text{пнд}2})$, где $t''_{\text{пнд}2} = t_s(P'_7) - \mathcal{G}_{\text{ПНД}} = 96,064^0 C$	403,385
Энтальпия дренажа после зоны СП ПНД-2, кДж/кг	$\overline{t_{7\text{д}}}$	$\overline{t_{7\text{д}}} = t_s(P'_7)$	419,369
Давление пара в отборе на ПНД-1, МПа	P'_8	из процесса расширения	0,018
Энтальпия пара в отборе на ПНД-1, кДж/кг	h_8	из процесса расширения	2487,515
Энтальпия основного конденсата после ПНД-1	$\overline{t''_{\text{пнд}1}}$	$\overline{t''_{\text{пнд}1}} = h(P_{\text{ок}}, t''_{\text{пнд}1})$, где $t''_{\text{пнд}1} = t_s(P'_8) - \mathcal{G}_{\text{ПНД}} = 53,52^0 C$	221,507
Энтальпия дренажа ПНД-1, кДж/кг	$\overline{t_{8\text{д}}}$	$\overline{t_{8\text{д}}} = t_s(P'_8)$	240,778

Окончание таблицы 10

Энтальпия основного конденсата после сальникового и эжекторного подогревателя, кДж/кг	$\bar{t}''_{\text{пуоэ}}$	$\bar{t}''_{\text{пуоэ}} = h(P_{\text{ок}}, t''_{\text{пуоэ}}),$ где $t''_{\text{пуоэ}} = t_{\text{окн}} + 15 \text{ } ^\circ\text{C} = 32,875 + 15 = 47,875$	47,875
---	---------------------------	--	--------

Необходимо решить уравнения для нахождения неизвестных величин.

Уравнение теплового баланса для группы ПНД:

Для ПНД-4:

$$D_5 \cdot (h_5 - h'_5) \cdot \eta_T = G'_{\text{ок}} \cdot (\bar{t}'''_{\text{пнд4}} - \bar{t}''_{\text{пнд4}})$$

$$D_5 \cdot (h'_5 - \bar{t}_{5\text{д}}) \cdot \eta_T = G'_{\text{ок}} \cdot (\bar{t}''_{\text{пнд4}} - \bar{t}'_{\text{пнд4}})$$

$$D_5 \cdot (\bar{t}_{5\text{д}} - \bar{t}'_{5\text{д}}) \cdot \eta_T = G'_{\text{ок}} \cdot (\bar{t}'_{\text{пнд4}} - \bar{t}'''_{\text{пнд3}})$$

$$\bar{t}'_{5\text{д}} = \bar{t}'''_{\text{пнд3}} + 8^\circ\text{C} \cdot c_{\text{в}}$$

Для ПНД-3:

$$D_6 \cdot (h_6 - h'_6) \cdot \eta_T = G'_{\text{ок}} \cdot (\bar{t}'''_{\text{пнд3}} - \bar{t}''_{\text{пнд3}})$$

$$D_6 \cdot (h'_6 - \bar{t}_{6\text{д}}) \cdot \eta_T + D_5 \cdot (\bar{t}'_{5\text{д}} - \bar{t}_{6\text{д}}) \cdot \eta_T = G'_{\text{ок}} \cdot (\bar{t}''_{\text{пнд3}} - \bar{t}'_{\text{пнд3}})$$

$$(D_6 + D_5) \cdot (\bar{t}_{6\text{д}} - \bar{t}'_{6\text{д}}) \cdot \eta_T = G'_{\text{ок}} \cdot (\bar{t}'_{\text{пнд3}} - \bar{t}'_{\text{ок}})$$

$$\bar{t}'_{6\text{д}} = \bar{t}'_{\text{ок}} + 8^\circ\text{C} \cdot c_{\text{в}}$$

Для точки смешения:

$$G_{\text{ок}} + D_5 + D_6 + D_7 + D_{\text{вс}} + D_{\text{нс}} = G'_{\text{ок}}$$

$$G_{\text{ок}} \cdot \bar{t}'''_{\text{пнд2}} + (D_5 + D_6 + D_7) \cdot \bar{t}'_{7\text{дн}} \cdot \eta_T + (D_{\text{вс}} + D_{\text{нс}}) \cdot \bar{t}'_{\text{нсд}} = G'_{\text{ок}} \cdot \bar{t}'_{\text{ок}}$$

Для ПНД-2:

$$D_7 \cdot (h_7 - h'_7) \cdot \eta_T = G_{\text{ок}} \cdot (\bar{t}'''_{\text{пнд2}} - \bar{t}''_{\text{пнд2}})$$

$$D_7 \cdot (h'_7 - \bar{t}_{7\text{д}}) \cdot \eta_T + (D_5 + D_6) \cdot (\bar{t}'_{6\text{д}} - \bar{t}_{7\text{д}}) \cdot \eta_T = G_{\text{ок}} \cdot (\bar{t}''_{\text{пнд2}} - \bar{t}'_{\text{пнд2}})$$

$$(D_7 + D_6 + D_5) \cdot (\bar{t}_{7\text{д}} - \bar{t}'_{7\text{д}}) \cdot \eta_T = G_{\text{ок}} \cdot (\bar{t}'_{\text{пнд2}} - \bar{t}''_{\text{пнд1}})$$

Для ПНД-1:

$$D_8 \cdot (h_8 - \bar{t}_{8д}) \cdot \eta_T = G_{ок} \cdot (\bar{t}_{пнд1} - \bar{t}_{пуоз})$$

Для конденсатора:

$$D_k + D_{эж} + D_{упл} + D_{тп} + D_8 + D_{хов} = G_{ок}$$

Нахождение энтальпии после конденсатного насоса, кДж/кг:

$$\bar{t}_{окн} = \bar{t}_k + \Delta t_{кн}, \quad (2.30)$$

где $\Delta t_{кн}$ - прирост энтальпии в конденсатном насосе, кДж/кг.

Прирост энтальпии в конденсатном насосе, кДж/кг:

$$\Delta t_{кн} = \frac{(P_{ок} - P_k) \cdot V_k}{\eta_H}, \quad (2.31)$$

где $V_k = v(t_s(P_k)) = 0,001$ - объем воды на всасе насоса, м³/кг.

$$\Delta t_{пн} = \frac{(1,25 \cdot 10^3 - 0,005 \cdot 10^3) \cdot 0,001}{0,8} = 1,565$$

$$\bar{t}_{окн} = 137,765 + 1,565 = 139,329$$

Нахождение энтальпии после дренажного насоса, кДж/кг:

$$\bar{t}'_{7дн} = \bar{t}_{7дн} + \Delta t_{дн}, \quad (2.32)$$

где $\Delta t_{дн}$ - прирост энтальпии в дренажном насосе, кДж/кг.

Прирост энтальпии в дренажном насосе, кДж/кг:

$$\Delta t_{дн} = \frac{(P_{ок} - P'_7) \cdot V_B}{\eta_H}, \quad (2.33)$$

где $V_B = v(t_s(P'_7)) = 0,001$ - объем воды на всасе насоса, м³/кг.

$$\Delta t_{дн} = \frac{(1,25 \cdot 10^3 - 0,102 \cdot 10^3) \cdot 0,001}{0,8} = 1,458$$

$$\bar{t}_{дн} = 257,579 + 1,458 = 259,038$$

Найденные величины представлены в таблице 11.

Таблица 11 – Найденные значения неизвестных величин

Наименование	Обозначение	Значение
Расходы на ПНД, кг/с	D_5	16,52
	D_6	25,248
	D_7	24,482
	D_8	3,919
Расход основного конденсата, кг/с	$G_{ок}$	365,963
	$G'_{ок}$	448,526
Энтальпии основного	$\bar{t}'_{пнд2}$	253,809
конденсата, кДж/кг	$\bar{t}'''_{пнд2}$	405,313
	$\bar{t}'_{пнд3}$	396,197
	$\bar{t}'''_{пнд3}$	526,453
	$\bar{t}'_{пнд4}$	528,728
	$\bar{t}'''_{пнд4}$	614,494
	$\bar{t}'_{ок}$	385,597
Энтальпия дренажей после зоны ОД, кДж/кг	$\bar{t}'_{5д}$	559,973
	$\bar{t}'_{6д}$	419,117

Проверка баланса пара в турбине:

$$D_k = G_{ок} - D_{эж} - D_{упл} - D_8 - D_{хов} = 365,963 - 1,333 - 2,775 - 5,55 - 3,919 - 18,7 = 308,697 \text{ кг/с}$$

$$D'_k = D_m - (D_1 + D_2 + D_{31} + D_{тп} + D_4 + D_{вс} + D_5 + D_6 + D_{нс} + D_7 + D_8) = 555,017 - (24,735 + 65,137 + 31,993 + 26,318 + 11,656 + 8,226 + 16,52 + 25,248 + 8,087 + 24,482 + 3,919) = 308,697 \text{ кг/с} \quad (2.34)$$

Так как $D_k = D'_k$ можно судить о правильности расчета.

Проверка по мощности:

$$W_p = \left(\sum_{i=1}^n D_i^{отб} \cdot H_i^{отб} \right) \cdot \eta_{эм} = (D_T \cdot H_1 + (D_T - D_1) \cdot H_2 + (D_T - D_1 - D_2) \cdot H_3 +$$

$$\begin{aligned}
&+(D_T - D_1 - D_2 - D_{31} - D_{\text{тп}}) \cdot H_4 + (D_T - D_1 - D_2 - D_{31} - D_{\text{тп}} - D_4 - D_{\text{вс}}) \cdot H_5 + (D_T - \\
&-D_1 - D_2 - D_3 - D_{\text{тп}} - D_4 - D_{\text{вс}} - D_5) \cdot H_6 + (D_T - D_1 - D_2 - D_3 - D_{\text{тп}} - D_4 - D_{\text{вс}} - D_5 - \\
&-D_6 - D_{\text{нс}}) \cdot H_7 + (D_T - D_1 - D_2 - D_3 - D_{\text{тп}} - D_4 - D_{\text{вс}} - D_5 - D_6 - D_{\text{нс}} - D_7) \cdot H_8 + \\
&+(D_T - D_1 - D_2 - D_3 - D_{\text{тп}} - D_4 - D_{\text{вс}} - D_5 - D_6 - D_{\text{нс}} - D_7 - D_8) \cdot H_9 = (555,017 \cdot \\
&\cdot 313,111 + (555,017 - 24,735) \cdot 54,034 + (555,017 - 24,735 - 65,137) \cdot 244,622 + \\
&+(555,017 - 24,735 - 65,137 - 31,993 - 26,318) \cdot 128,33 + (555,017 - 24,735 - \\
&-65,137 - 31,993 - 26,318) \cdot 128,33 + (555,017 - 24,735 - 65,137 - 31,993 - 26,318 - \\
&-11,656 - 8,226) \cdot 222,624 + (555,017 - 24,735 - 65,137 - 31,993 - 26,318 - 11,656 - \\
&-8,226 - 16,52) \cdot 119,102 + (555,117 - 24,735 - 65,137 - 31,993 - 26,318 - 11,656 - \\
&-8,226 - 16,52 - 25,248 - 8,087) \cdot 149,21 + (557,117 - 24,735 - 65,137 - 31,993 - \\
&-26,318 - 11,656 - 8,226 - 16,52 - 25,248 - 8,087 - 24,482) \cdot 243,244 + (557,117 - \\
&-24,735 - 65,137 - 31,993 - 26,318 - 11,656 - 8,226 - 16,52 - 25,248 - 8,087 - \\
&-24,482 - 3,919) \cdot 155,293 = 659,512 \text{ МВт} \quad (2.35)
\end{aligned}$$

Погрешность расчета составляет:

$$\delta = \frac{|W_9 - W_p|}{W_9} \cdot 100\% = \frac{|660 - 659,512|}{660} \cdot 100\% = 0,074\% < 2\% \quad (2.36)$$

где W_9 - номинальная мощность турбины, МВт.

2.10 Расчет технико-экономических показателей ТЭС

Для расчета технико-экономических показателей работы станции воспользуемся методом ОРГРЭС.

Расход тепла на турбоустановку, кВт:

$$\begin{aligned}
Q_{\text{тп}} &= D_T \cdot (h_0 - \bar{t}_{\text{тп}}) + D_{\text{тп}} \cdot (h_{\text{тп}} - h_2) = 555,017 \cdot (3306,524 - 1214,750) + \\
&+ 465,145 \cdot (3594,647 - 2993,413) = 1440631,34 \quad (2.37)
\end{aligned}$$

Затраченная теплота на сетевые подогреватели, кВт:

$$Q_{\text{вс}} = D_{\text{вс}} \cdot (h_{\text{вс}} - \bar{t}_{\text{вс}}) = 8,226 \cdot (3221,694 - 632,574) = 21297,942 \quad (2.38)$$

$$\begin{aligned}
Q_{\text{нс}} &= D_{\text{нс}} \cdot (h_{\text{нс}} - \bar{t}_{\text{нс}}) + D_{\text{вс}} \cdot (\bar{t}_{\text{вс}} - \bar{t}_{\text{нс}}) = 8,087 \cdot (2879,969 - 461,986) + \\
&+ 8,226 \cdot (632,574 - 461,986) = 20957,168 \quad (2.39)
\end{aligned}$$

$$Q_{\text{ТГ}}^{\text{T}} = Q_{\text{вс}} + Q_{\text{нс}} = 21297,942 + 20957,168 = 42255,11 \quad (2.40)$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт:

$$Q_{\text{ТГ}}^{\text{э}} = Q_{\text{ТГ}}^{\text{T}} - Q_{\text{T}} = 1440631,34 - 42255,11 = 1398376,231 \quad (2.41)$$

Тепловая нагрузка котла, кВт:

$$Q_{\text{пе}} = D_{\text{пе}} \cdot (h_{\text{пе}} - t_{\text{пв}}) + D_{\text{пп}} \cdot q_{\text{пп}}, \quad (2.42)$$

где $D_{\text{пп}} = 465,145$ – расход пара на промежуточный перегрев пара, кг/с;
 $q_{\text{пп}} = h_{\text{пп}} - h_2 = 3594,647 - 2939,379 = 655,268$ – тепло подводимое к пару в промежуточной перегреве, кДж/кг.

$$Q_{\text{пе}} = 582,047 \cdot (3401,563 - 1214,750) + 465,145 \cdot 655,268 = 1577621,029$$

Полный расход условного топлива, кг/с

$$B = \frac{Q_{\text{пе}}}{Q_{\text{н}}^{\text{п}} \cdot \eta_{\text{пт}}} = \frac{1577621,029}{29330 \cdot 0,927} = 58,024 \quad (2.43)$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 29330$ – низшая теплота сгорания условного топлива, кДж/кг.

Расход тепла на собственные нужды турбоустановки на производство электроэнергии, кВт:

$$Q_{\text{ТГ}}^{\text{с.н.}} = Q_{\text{ТГ}}^{\text{э}} \cdot 0,05 = 1440631,34 \cdot 0,05 = 72031,567 \quad (2.44)$$

Коэффициент ценности потоков отбираемого пара в верхний сетевой подогреватель:

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{h_4 - h_k}{h_0 - h_k + q_{\text{пп}}} \cdot \left(1 + k \cdot \frac{h_0 + q_{\text{пп}} - h_{\text{вс}}}{h_0 + q_{\text{пп}} - h_k} \right) = \frac{3221,694 + 655,267 - 2332,222}{330,524 - 2332,222 + 655,267} \cdot \left(1 + 0,42 \cdot \frac{3306,524 + 655,267 - 3221,169}{3306,524 + 655,267 - 2332,222} \right) = 0,65 \quad (2.45)$$

Коэффициент ценности потоков отбираемого пара в нижний сетевой подогреватель:

$$\xi_{\text{hc}} = \frac{h_{\text{hc}} - h_{\text{k}}}{h_0 - h_{\text{k}} + q_{\text{шт}}} \cdot \left(1 + k \cdot \frac{h_0 + q_{\text{шт}} - h_{\text{hc}}}{h_0 + q_{\text{шт}} - h_{\text{k}}} \right) = \frac{2879,969 - 2332,222}{3306,524 - 2332,222 + 655,267} \cdot \left(1 + 0,42 \cdot \frac{3306,524 + 655,267 - 2879,969}{3306,524 + 655,267 - 2332,222} \right) = 0,43 \quad (2.46)$$

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счет отборов, МВт:

$$\Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} = Q_{\text{вс}} \cdot (1 - \xi_{\text{вс}}) + Q_{\text{hc}} \cdot (1 - \xi_{\text{hc}}) = 21,298 \cdot (1 - 0,65) + 20,957 \cdot (1 - 0,43) = 19,404 \quad (2.47)$$

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлам на производство электроэнергии:

$$K_{\text{э}} = \frac{Q_{\text{ту}}^{\text{э}} + Q_{\text{ту}}^{\text{с.н.}} + \Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}}}{Q_{\text{ту}}^{\text{э}} + Q_{\text{ту}}^{\text{с.н.}} + \Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} + Q_{\text{ту}}^{\text{г}}} \quad (2.48)$$

$$K_{\text{э}} = \frac{1398,376 + 19,404 + 72,031}{1398,376 + 19,404 + 72,031 + 42,255} = 0,972$$

Отпущенная мощность составляет, МВт:

$$W_{\text{отп}} = W_{\text{э}} \cdot (1 - e_{\text{сн}}) = 660 \cdot (1 - 0,09) = 600,6 \quad (2.49)$$

Мощность собственных нужд на производство электрической энергии:

$$W_{\text{э.с.н.}} = 0,05 \cdot W_{\text{э}} = 0,05 \cdot 660 = 33 \quad (2.50)$$

Расход топлива на выработку электрической энергии, кг/с:

$$B_{\text{э}} = B \cdot K_{\text{э}} \cdot \frac{W_{\text{отп}}}{W_{\text{э}} - W_{\text{э.с.н.}}} = 58,024 \cdot 0,972 \cdot \frac{600,6}{660 - 33} = 54,048 \quad (2.51)$$

Расход топлива на выработку тепловой энергии, кг/с:

$$B_{\text{т}} = B - B_{\text{э}} = 58,024 - 54,048 = 3,976 \quad (2.52)$$

Удельный расход условного топлива на выработку э/э, кг у.т./ кВт·ч:

$$b_3 = \frac{B_3}{W_{\text{отп}}} = \frac{54,048}{600,6} = 0,324 \quad (2.53)$$

Удельный расход условного топлива на на выработку т/э, кг у.т./ ГДж:

$$b_T = \frac{B_T}{Q_{\text{ту}}} = \frac{3,976}{42,255} = 97,681 \quad (2.54)$$

2.11 Укрупненный расчет котельного агрегата

К одним из основных целям укрупненного расчета котельного агрегата относится определение расчетного расхода топлива на котел, а так же определение всех потерь, связанных с эксплуатацией котла, что позволит найти коэффициент полезного действия парового котла.

Укрупненный расчет парового котла выполняется на основании состава проектного топлива таблица 12.

Таблица 12 – Состав топлива

Состав рабочей массы топлива, %							Выход летучих V_T , %	Теплота сгорания, кДж/кг	$k_{\text{ло}}$
w_p	A_p	S_p	C_p	H_p	N_p	O_p			
11,5	15,9	0,4	56,4	4	1,9	9,9	40,5	2344,08	1,1

2.11.1 Коэффициент избытка воздуха в газовом тракте котла

Для обеспечения максимально полного сгорания угольных частиц в пространстве топки подбирают необходимый коэффициент избытка воздуха, он зависит от типа топочного устройства и вида сжигаемого топлива.

При камерном сжигании и наличии газоплотной топочной камеры коэффициент избытка воздуха принимают равным $\alpha_T = 1,25$.

Избыток воздуха, поступающий через горелки:

$$\alpha_{\text{гор}} = \alpha_T - \Delta\alpha_T, \quad (2.55)$$

где $\Delta\alpha_T$ - прососы воздуха в топку, в котлах с газоплотной топкой и работающем под разрежением, он равен 0,02.

$$\alpha_{\text{гор}} = 1,25 - 0,02 = 1,23$$

Коэффициент избытка воздуха в уходящих дымовых газах:

$$\alpha_{yx} = \alpha_T + \Delta\alpha_T + 3 \cdot \Delta\alpha_{пп} + 2 \cdot \Delta\alpha_{вэ} + \Delta\alpha_{вп}, \quad (2.56)$$

где $\Delta\alpha_{пп}$ - присосы воздуха в пароперегревателе;

$\Delta\alpha_{вэ}$ - присосы воздуха в водяной экономайзере;

$\Delta\alpha_{вп}$ - присосы воздуха в воздухоподогревателе.

$$\alpha_{yx} = 1,25 + 4 \cdot 0,03 + 2 \cdot 0,02 + 0,03 = 1,44$$

В таблице 13 представлены коэффициенты избытка воздуха по поверхностям нагрева.

Таблица 13– Коэффициенты избытка воздуха по поверхностям нагрева

Коэф избытка воздуха	Значение
α_T	1,25
$\alpha_{пп}$	1,37
$\alpha_{вэ}$	1,41
α_{yx}	1,44

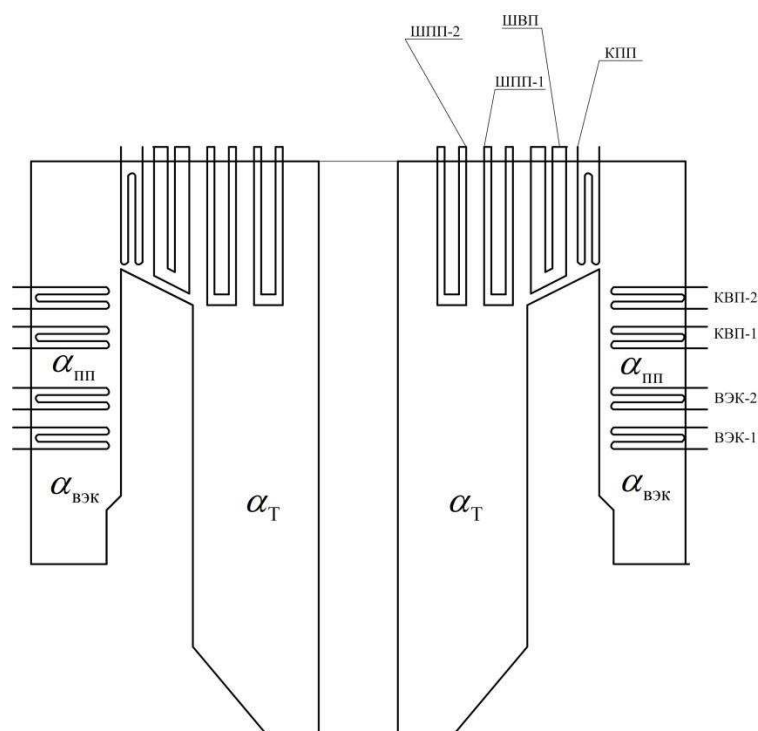


Рисунок 9 – Эскиз котельного агрегата

2.11.2 Расчет объемов и продуктов сгорания при рециркуляции газов

Теоретический объем воздуха, V_B^0 , м³/кг, для твердого топлива определяется по следующему выражению:

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (C^P + 0,375 \cdot S^P) + 0,265 \cdot H^P - 0,0333 \cdot O^P \quad (2.57)$$

где C^P – количество углерода на рабочую массу топлива, %;
 S^P – количество серы на рабочую массу топлива, %
 H^P – количество водорода на рабочую массу топлива, %
 O^P – количество кислорода на рабочую массу топлива, %.

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (56,4 + 0,375 \cdot 0,4) + 0,265 \cdot 1,9 - 0,0333 \cdot 9,9 = 5,758$$

Объем азота, м³/кг:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + 0,8 \cdot \frac{N^P}{100} \quad (2.58)$$

где V_B^0 – теоретически необходимый объем воздуха при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, м³/кг;
 N^P – количество азота на рабочую массу топлива, % .

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 5,758 + 0,8 \cdot \frac{1,9}{100} = 4,564$$

Объем трехатомных газов, м³/кг:

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{C^P + 0,375 \cdot S^P}{100} \quad (2.59)$$

где C^P – количество углерода на рабочую массу топлива, %;
 S^P – количество серы на рабочую массу топлива,

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{56,4 + 0,375 \cdot 0,4}{100} = 1,055$$

Теоретический объем водяных паров для твердого топлива, м³/кг, определяется по следующему выражению:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H^P + 0,0124 \cdot W^P + 0,0161 \cdot V_B^0 \quad (2.60)$$

где H^p – количество водорода на рабочую массу топлива, %;
 W^p – влажность топлива на рабочую массу, %;
 V_B^0 – теоретически необходимый объем воздуха при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, м³/кг.

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot 4 + 0,0124 \cdot 11,5 + 0,0161 \cdot 5,758 = 0,679$$

Объем дымовых газов, м³/кг, определяется по следующей формуле:

$$V_{\Gamma}^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2} + V_{H_2O}^0 \quad (2.61)$$

где V_{RO_2} – теоретический объем трехатомных газов при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, м³/кг;

$V_{N_2}^0$ – теоретический объем азота, м³/кг;

$V_{H_2O}^0$ – теоретический объем водяных паров, м³/кг.

$$V_{\Gamma}^0 = 4,564 + 1,055 + 0,679 = 6,298 \quad (2.62)$$

Оставшийся объем газов за местом отбора, м³/кг:

$$V_{\Gamma.отб}'' = V_{\Gamma}^0 + (\alpha_{\Gamma.отб} - 1) \cdot V_B^0, \quad (2.63)$$

где $\alpha_{\Gamma.отб}$ – коэф-т избытка воздуха за поверхностью, после которой производится отбор газов на рециркуляцию.

$$\alpha_{\Gamma.отб} = \alpha_{\Gamma} + \Delta\alpha_{\text{шт}} \cdot 3 + \Delta\alpha_{\text{вэ}} \cdot 2 = 1,4 \quad (2.64)$$

$$V_{\Gamma.отб}'' = 6,298 + (1,4 - 1) \cdot 5,758 = 8,601$$

Объем газов рециркуляции, м³/кг:

$$V_{\text{рц}} = r_{\text{рц}} \cdot V_{\Gamma.отб}'' = 0,2 \cdot 1,72, \quad (2.65)$$

где $r_{\text{рц}}$ – доля газов, отбираемых на рециркуляцию.

Объем газов в газоходах котла с учетом рециркуляции, м³/кг:

$$V_{\Gamma.рц} = V_{\Gamma} + V_{\text{рц}}, \quad (2.66)$$

где V_{Γ} – полный объем газов без рециркуляции, м³/кг.

$$V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1,016 \cdot (\alpha_{\text{ух}} - 1) \cdot V_B^0 \quad (2.67)$$

$$V_r = 6,298 + 1,016 \cdot (1,44 - 1) \cdot 5,758 = 8,872$$

$$V_{r,rc} = 8,872 + 1,72 = 10,592$$

Температура газов в месте их отбора на рециркуляцию, °С, будет равняться:

$$g'_{вп} = g_{yx} + m \cdot (t_{гв} - t_{хв}), \quad (2.68)$$

где m - отношение водяных эквивалентов воздушного и газового потоков в воздухоподогревателе.

$$m = \frac{\beta_g \cdot m_0}{1 + (\alpha_{en} - 1) \cdot m_0}, \quad (2.69)$$

где β_g - средний избыток воздуха в ступени воздухоподогревателя;
 $m_0 = 0,875$ - теоритическое отношение водяных эквивалентов;
 α_{en} - средний коэф-т избытка воздуха в газовом тракте в области отбора газов.

Средний избыток воздуха в ступени воздухоподогревателя:

$$\beta_g = \alpha_t - \Delta\alpha_{шт} + 0,5\Delta\alpha_{вп} + r_b = 1,25 - 0,04 + 0,5 \cdot 0,03 + 0,1 = 1,305, \quad (2.70)$$

где r_b - доля рециркуляции горячего воздуха на вход в воздухоподогреватель.

Средний коэф-т избытка воздуха в газовом тракте в области отбора газов:

$$\alpha_{en} = \alpha_{yx} - 0,5 \cdot \Delta\alpha_{en} = 1,44 - 0,5 \cdot 0,03 = 1,425 \quad (2.71)$$

$$m = \frac{1,305 \cdot 0,875}{1 + (1,425 - 1) \cdot 0,875} = 0,832$$

Тогда температура газов в месте отбора, °С, будет равняться:

$$g'_{вп} = 140 + 0,832 \cdot (300 - 25) = 368,895$$

Энтальпия газов в месте отбора, кДж/кг:

$$H'_{вп} = 4563,307$$

2.11.3 Экономичность работы парового котла

Коэффициент полезного действия, %:

$$\eta_k = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \quad (2.72)$$

- где q_2 - потеря тепла с уходящими газами, %;
 q_3 - потеря теплоты с химическим недожогом топлива, %;
 q_4 - потеря теплоты с механическим недожогом топлива, %;
 q_5 - потеря теплоты от наружного охлаждения, %;
 q_6 - потеря теплоты с физическим теплом шлака, %.

Потеря тепла с уходящими газами, %;

$$q_2 = \frac{(H_{yx} - \alpha_{yx} \cdot H_{x6}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_p^p}, \quad (2.73)$$

- где $H_{yx} = 1702,729$ – энтальпия уходящих газов, кДж/кг;
 $\vartheta_{yx} = 140$ °С ;
 $H_{x6}^0 = 185,235$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг;
 $\alpha_{yx} = 1,44$ – коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем;
 Q_p^p – располагаемая теплота сжигаемого топлива, принимается равной
 Q_H^p кДж/кг.
 $q_4 = 1$ – потеря тепла от механического недожога, %.

$$q_2 = \frac{(1702,729 - 1,44 \cdot 185,235) \cdot (100 - 1)}{23446,08} = 6,063$$

Для пылеугольных котлов потеря теплоты с химическим недожогом топлива принимается равная $q_3 = 0$.

Для мощных паровых котлов принято считать, что потеря теплоты от наружного охлаждения равна $q_5 = 0,2$.

Потеря теплоты с физическим теплом шлама учитывается только в том случае, когда выполняется условие:

$$A^p > 2,5Q_H^p \quad (2.74)$$

$$15,9 > 2,5 \cdot 23,45 = 58,63$$

Т.к. условие не выполняется, потерю q_6 можно не учитывать.

$$\eta_k = 100 - (6,063 + 0 + 1 + 0,2 + 0) = 0,927$$

Полный расход топлива, кг/с:

$$B_k = \frac{D_{пе} \cdot (h_0 - \bar{t}_{пв}) + D_{пш} \cdot (h_{пш} - h_2)}{Q_H^p \cdot \eta_{пг}^{бр}}, \quad (2.75)$$

где $D_{пе}$, $D_{пш}$ - расходы перегретого пара, пара на промперегрев, кг/с;

$h_0, \bar{t}_{пв}$ - энтальпия перегретого пара и питательной воды, кДж/кг;

$h_{пш} - h_2$ - энтальпия пара на выходе из промежуточного перегревателя парогенератора и на входе в него, кДж/кг;

$Q_H^p = 23446,08$ - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$\eta_{пг}^{бр}$ - КПД брутто парогенератора.

$$B_k = \frac{583,889 \cdot (3401,563 - 1214,75) + 465,145 \cdot (3594,647 - 2939,379)}{23446,08 \cdot 0,91} = 72,743$$

Расчетный расход топлива на котел, кг/с:

$$B_p = B \cdot (1 - 0,01 \cdot q_4) = 69,851 \cdot (1 - 0,01 \cdot 1) = 72,015 \quad (2.76)$$

2.11.4 Конструктивные и тепловые характеристики топочной камеры

Основной задачей теплового расчета топочной камеры является определение тепловосприятий, что в свою очередь позволит выйти на температуру на выходе из топки.

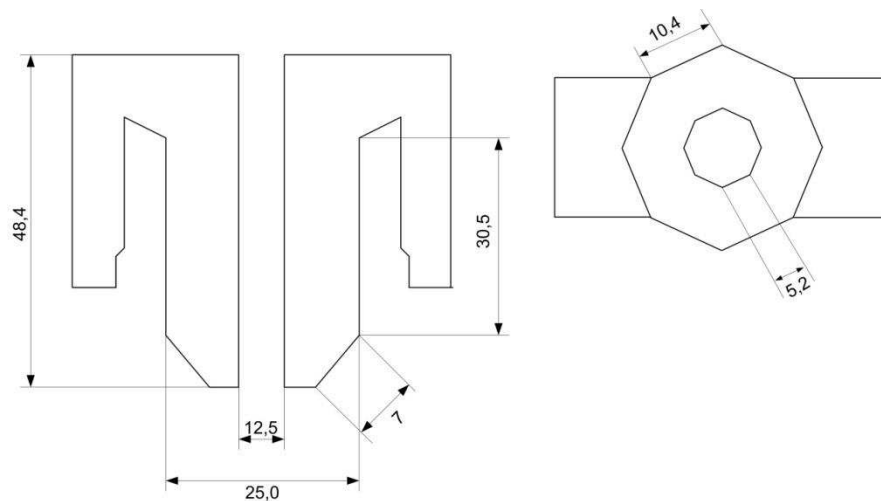


Рисунок 10- Геометрические размеры топки

Площадь стен топочной камеры, м^2 , определяется по следующей формуле:

$$F_{\text{топки}} = F_6^{\text{стены}} \cdot 8 + F_{\text{м}}^{\text{стены}} \cdot 8 + F_{\text{вок}}, \quad (2.77)$$

где $F_6^{\text{стены}}$ - площадь большой стены, м^2 ;

$F_{\text{м}}^{\text{стены}}$ - площадь маленькой стены, м^2 ;

$F_{\text{вок}} = 388,323$ - площадь выходного окна, м^2 .

$$F_6^{\text{стены}} = b_6^{\text{стены}} \cdot h_6^{\text{стены}} + F_{\text{трапеции}}, \quad (2.78)$$

где $F_{\text{трапеции}}$ - площадь трапеции, представляющая собой холодную воронку, м^2 .

$$F_{\text{трапеции}} = 64,45$$

$$F_6^{\text{стены}} = 10,355 \cdot 30,436 + 64,45 = 379,625$$

$$F_{\text{м}}^{\text{стены}} = b_{\text{м}}^{\text{стены}} \cdot h_{\text{м}}^{\text{стены}} = 5,177 \cdot 48,398 = 250,589 \quad (2.79)$$

Тогда, площадь стен топочной камеры, м^2 , будет равняться:

$$F_{\text{топки}} = 379,625 \cdot 8 + 250,589 \cdot 8 + 388,323 = 5430,035$$

Объем топочной камеры, м^3 , можно найти по следующему выражению:

$$V_{\text{т}} = S_{\text{топки}} \cdot h_6^{\text{стен}} + S_{\text{топки}} \cdot h_6^{\text{стен}} \cdot 0,71, \quad (2.80)$$

где $S_{\text{топки}}$ - площадь сечения топки, м^2 .

$$S_{\text{топки}} = S_6 - S_{\text{м}} = 517,773 - 129,45 = 388,323, \quad (2.81)$$

где S_6 - площадь сечения большого восьмигранника, м^2 ;

$S_{\text{м}}$ - площадь сечения маленького восьмигранника, м^2 .

Тогда объем топки, м^3 , будет равен:

$$V_{\text{т}} = 388,323 \cdot 10,356 + 388,323 \cdot 6,02 \cdot 0,71 = 13478,769$$

Величина теплонапряжения топочного объема, $\text{кВт}/\text{м}^3$, будет равна:

$$q_V = \frac{B_p \cdot Q_n^p}{V_T} = \frac{72,015 \cdot 23446,08}{13478,769} = 125,269 \quad (2.82)$$

Толщина излучающего слоя, м, равняется:

$$s_T = \frac{3,6 \cdot V_T}{F_{\text{топки}}} = \frac{3,6 \cdot 13478,769}{5430,035} = 8,936 \quad (2.83)$$

2.11.5 Расчет теплообмена в топке

Основная задача расчета теплообмена в топке – это определение тепловосприятия топочных экранов и нахождения температуры газов на выходе из топки, которая считается методом последовательных интерполяций.

Принимаем температуру на выходе из топочной камеры, °С:

$$\vartheta''_T = 1088,013$$

Полезное тепловыделение в топке, кДж/кг :

$$Q_T = Q_n^p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4}{100 - q_4} + Q_v + H_{\Gamma}^{\text{рц}} \cdot r \quad (2.84)$$

где Q_n^p – теплота сгорания топлива, кДж/кг ;

q_3 – потери тепла с химическим недожогом, % ;

q_4 – потеря тепла от механического недожога;

Q_v – тепло, вносимое в топку с воздухом, кДж/кг ;

$H_{\Gamma}^{\text{рц}}$ – энтальпия газов на всем участке рециркуляции, кДж/кг;

r – доля газов, отбираемых на рециркуляцию.

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

$$Q_v = \beta_{\Gamma B} \cdot H_{\Gamma B}^0 + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{\text{пл}}) \cdot H_{\text{XB}}^0 \quad (2.85)$$

где $\Delta\alpha_T$ – присос холодного воздуха в топочной камере:

$$\Delta\alpha_T = 0,08$$

$\Delta\alpha_{пл}$ – присос холодного воздуха в пылесистеме:

$$\Delta\alpha_{пл} = 0,04$$

$H_{ГВ}^0$ – энтальпия горячего воздуха, кДж/кг, по температуре горячего воздуха $t_{ГВ} = 300^\circ\text{C}$:

$$H_{ГВ}^0 = 2302,279;$$

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

$$H_{ХВ}^0 = 185,24;$$

$\beta_{ГВ}$ – относительный избыток воздуха:

$$\beta_{ГВ} = \alpha_{гор} - \Delta\alpha_{пл} = 1,19 \quad (2.86)$$

$$Q_B = 1,19 \cdot 2302,279 + (0,02 + 0,04) \cdot 185,235 = 2750,826$$

$$Q_T = 23446,08 \cdot \frac{100-0-1}{100-1} + 2750,826 + 5475,968 \cdot 0,2 = 22911,984$$

Значению $Q_T = H_a^{рц}$ соответствует теоретическая температура продуктов сгорания с учетом рециркуляции газов.

Значение адиабатной энтальпии в топке без учета рециркуляции газов, кДж/кг, будет найдено по выражению:

$$H_a = \frac{H_a^{рц}}{1+r} = 22743,416 \quad (2.87)$$

По этой энтальпии посредством обратной интерполяции находим адиабатную температуру газов в топке, $^\circ\text{C}$:

$$\vartheta_a = 1766,681$$

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

$$Vu = k \cdot p \cdot s_T \quad (2.88)$$

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:

$$k = k_r \cdot r_{\Pi} + k_{зл} \cdot \mu_{зл} + k_k \quad (2.89)$$

где k_r – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$;

r_{Π} – объемная доля трехатомных газов;

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

$\mu_{зл}$ – концентрация золовых частиц в топочной камере;

k_k – коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса, принимаем $k_k = 0,5$, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$.

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

$$k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_{\Pi} \cdot s_T}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T''_T}{1000} \right), \quad (2.90)$$

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;

$T''_T = \vartheta''_T + 273 = 1088,013 + 273 = 1361,163$ – абсолютная температура газов на выходе из топки, К;

$$k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,0904}{\sqrt{0,226 \cdot 8,936}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1361,16}{1000} \right) = 2,731$$

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

$$k_{зл} = \frac{43 \rho_r}{(T''_T d_{зл})^{0,67}}, \quad (2.91)$$

где $\rho_r = 1300 \text{ кг/м}^3$ – плотность дымовых газов при атмосферном давлении;

T''_T – абсолютная температура газов на выходе из топки, К;

$d_{зл}$ – эффективный диаметр золовых частиц, для молотковых мельниц;

$$d_{\text{зл}} = 16 \text{ мкм.}$$

$$k_{\text{зл}} = \frac{43 \cdot 1300}{(1361,16 \cdot 16)^{0,67}} = 69,332$$

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

$$k = 2,731 \cdot 0,226 + 69,332 \cdot 0,015 + 0,5 = 2,141$$

Критерий Бугера по уравнению (30):

$$Bu = 2,141 \cdot 0,1 \cdot 8,936 = 1,913$$

По найденному значению Bu определяем эффективное значение критерия Бугера:

$$\tilde{Bu} = 1,6 \ln \left(\frac{1,4Bu^2 + Bu + 2}{1,4Bu^2 - Bu + 2} \right) \quad (2.92)$$

$$\tilde{Bu} = 1,6 \ln \left(\frac{1,4 \cdot 1,913^2 + 1,913 + 2}{1,4 \cdot 1,913^2 - 1,913 + 2} \right) = 0,881$$

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

Существенное влияние на температуру в верхней части влияет положение ядра факела в топке. Учёт положения пылеугольного факела в камерной топке осуществляется с помощью эмпирического параметра M .

При сжигании топлив с высоким содержанием выхода летучих газов, коэф. M считается по следующей формуле:

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot X_{\text{T}} \quad (2.93)$$

где X_{T} – значение характеризующее относительную высоту положения зоны максимальных температур в топке

$$X_{\text{T}} = \frac{h_{\text{Г}}}{h_{\text{T}}}, \quad (2.94)$$

где $h_{\text{Г}}$ – высота расположения горелок в топочной камере, м;
 h_{T} – расчётная высота топки, м.

$$X_T = \frac{5,7}{48,39} = 0,168$$

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot 0,168 = 0,506$$

Коэффициент тепловой эффективности экрана находится по выражению:

$$\psi = \xi \cdot x \quad (2.95)$$

где $x = 0,96$ - угловой коэффициент;

$\xi = 0,5$ - условный коэффициент загрязнения экранной поверхности.

$$\psi = 0,5 \cdot 0,96 = 0,48$$

Далее определяется температура газов на выходе из топки, °С:

$$g_T'' = \frac{T_a}{1 + M \tilde{B}u^{0,3} \cdot \left[\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \psi F_{\text{топки}} T_a^3}{\varphi B_p (Vc)_{\text{cp}}} \right]^{0,6}} - 273 \quad (2.96)$$

где M – эмпирический параметр;

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

ψ – средний коэффициент тепловой эффективности;

$F_{\text{топки}}$ – полная площадь поверхности стен топки, м²;

T_a – теоретическая температура продуктов сгорания в топке, К:

$$T_a = \vartheta_a + 273 = 1766,708 + 273 = 2039,858; \quad (2.97)$$

φ – коэффициент тепловой эффективности;

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

$(Vc)_{\text{cp}}$ – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива, кДж/(кг · °С):

$$(Vc)_{\text{cp}} = \frac{Q_T - H_T''}{g_a - g_T''} \quad (2.98)$$

где Q_T – тепловыделение в топочной камере, кДж/кг ;
 H''_T – энтальпия продуктов сгорания, кДж/кг , на выходе из топки, определяемая по принятой ранее температуре ϑ''_T и избытку воздуха на выходе из топки α_T ;
 ϑ_a – теоретическая температура продуктов сгорания в топке, °С;
 ϑ''_T – температура газов на выходе из топки, °С.

Энтальпия продуктов сгорания, с учетом рециркуляции газов в топочную камеру кДж/кг :

$$H''_T = 13268,58$$

$$(V_C)_{cp} = \frac{27292,099 - 13268,58}{1766,708 - 1088,013} = 16,752$$

Тогда температура на выходе из топки, °С, будет равна:

$$\vartheta''_T = \frac{2039,858}{1 + 0,506 \cdot 0,881^{0,3} \cdot \left(\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,48 \cdot 5430,035 \cdot 2039,858^3}{0,998 \cdot 72,015 \cdot 16,752} \right)^{0,6}} =$$

$$= 1087,492$$

По данной температуре необходимо найти энтальпию газов на выходе из топки, кДж/кг:

$$H''_T = 13180,54$$

Невязка принятой температуры газов на выходе из топки от найденной не должна быть больше, чем на 1 °С, то есть должно выполняться следующее неравенство:

$$|(\vartheta''_T)_з - (\vartheta''_T)_р| < 1 \text{ °С} \quad (2.99)$$

$$|1088,013 - 1087,492| = 0,521 \text{ °С} < 1 \text{ °С}$$

Следовательно, можно сделать вывод, что температура на выходе из топки была выбрана верно.

Общее количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхности топки определяется разностью между полезным тепловыделением в зоне горения и энтальпией газов на выходе из топки, кДж/кг :

$$Q_{\text{л}} = \varphi \cdot (Q_{\text{т}} - H''_{\text{т}}) \quad (2.100)$$

где $Q_{\text{т}}$ – тепловыделение в топочной камере, кДж/кг;

$H''_{\text{т}}$ – энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе из топки кДж/кг.

$$Q_{\text{л}} = 0,998 \cdot (27292,099 - 13180,54) = 14083,337$$

Среднее тепловое напряжение экранов топки, кВт/м³, равен:

$$q_{\text{л}} = \frac{B_{\text{р}} \cdot Q_{\text{л}}}{F_{\text{ст}} \cdot x}, \quad (2.101)$$

где $x = 0,98$ – коэффициент экранирования стен топки.

$$q_{\text{л}} = \frac{72,015 \cdot 14083,337}{5430,035 \cdot 0,98} = 190,59$$

Такой же расчет был произведен на Ерковецкий уголь, который является проектным для котла. Результаты расчета представлены в таблице 14.

Таблица 14 – Сравнительный расчет на разный уголь

Наименование величины	Обозначение	Ерковецкий бурый уголь	Кузнецкий каменный уголь
Теплота сгорания, кДж/кг	$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$	12057,98	2344,08
Содержание кислорода, %	$O_{\text{р}}$	11,3	9,9
Содержание азота, %	$N_{\text{р}}$	0,5	1,9
Содержание водорода, %	$H_{\text{р}}$	2,1	4
Содержание углерода, %	$C_{\text{р}}$	34,9	56,4
Содержание серы, %	$S_{\text{р}}$	0,3	0,4
Зольность, %	$A_{\text{р}}$	13,9	15,9
Влажность, %	$w_{\text{р}}$	37	11,5
Теоретический объем воздуха, $V_{\text{в}}^0$, м ³ /кг	$V_{\text{в}}^0$	3,293	5,758
Объем азота, м ³ /кг	$V_{\text{N}_2}^0$	2,605	4,564
Объем трехатомных газов, м ³ /кг	$V_{\text{RO}_2}^0$	0,653	1,055
Теоретический объем водяных паров для твердого топлива, м ³ /кг	$V_{\text{H}_2\text{O}}^0$	0,745	0,679
Объем дымовых газов, м ³ /кг	$V_{\text{г}}^0$	4,004	6,298
Оставшийся объем газов за местом отбора, м ³ /кг	$V_{\text{г.отб}}''$	5,321	8,601

Продолжение таблицы 14

Доля газов отбираемых на рециркуляцию	r_{pc}	0,2	0,2
Объем газов рециркуляции, м ³ /кг	V_{pc}	1,064	1,72
Полный объем газов без рециркуляции, м ³ /кг	V_g	5,476	8,872
Объем газов в газоходах котла с учетом рециркуляции, м ³ /кг	$V_{г,pc}$	6,54	10,592
Отношение водяных эквивалентов воздушного и газового потоков в воздухоподогревателе	m	0,746	0,832
Температура газов в месте отбора, °С,	$g'_{вп}$	345,13	368,895
Энтальпия газов в месте отбора, кДж/кг	$H'_{вп}$	2665,685	4563,307
Коэффициент полезного действия, %	η_k	0,913	0,927
Потеря тепла с уходящими газами, %	q_2	7,489	6,063
Полный расход топлива, кг/с:	B_k	143,652	72,743
Расчетный расход топлива на котел, кг/с:	B_p	142,215	72,015
Теплонапряжение топочного объема, кВт/м ³	q_v	127,225	125,269
Заданная температура на выходе из топки, °С	ϑ''_T	1056,696	1088,013
Полезное тепловыделение в топке, кДж/кг	Q_T	14270,945	22911,984
Теплота поступающего в топочную камеру воздуха, кДж/кг	Q_b	1573,197	2750,826
Значение тепловыделения в топке с учетом рециркуляции газов, кДж/кг	Q_T^{pec}	14270,946	22743,416
Адиабатная температура газов в топке	ϑ_a	1478,701	1766,681
критерий Бугера	Bu	2,486	1,913
Коэффициент поглощения топочной среды, 1/(м · МПа)	k	2,782	2,141
Коэффициент поглощения лучей, 1/(м · МПа)	k_r	2,726	2,731
Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы, , 1/(м · МПа)	k_{zl}	70,254	69,332
Эффективное значение критерия Бугера	$B\tilde{u}$	0,761	0,881
средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива, кДж/(кг · °С)	$(Vc)_{cp}$	10,622	16,752

Окончание таблицы 14

Энтальпия продуктов сгорания, с учетом рециркуляции газов в топочную камеру кДж/кг :	H''_T	9788,964	15922,296
Температура газов на выходе из топки, °С	ϑ_T''	1056,809	1087,492
Энтальпию газов на выходе из топки, кДж/кг	H''_T	9790,55	15816,65
Общее количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхности топки, кДж/кг	Q_L	6101,248	11452,501
Среднее тепловое напряжение экранов топки, кВт/м ³ ,	q_L	163,056	154,987

2.12 Выбор вспомогательного оборудования турбинного цеха

2.12.1 Выбор питательных насосов

Расход питательной воды с запасом в 5 % составит, кг/с :

$$G_{\text{пн}} = 1,05 \cdot G_{\text{пв}} = 1,05 \cdot 582,047 = 611,149 \quad (2.102)$$

Объемный расход воды, м³/ч:

$$Q_{\text{пн}} = \frac{G_{\text{пн}}}{\rho_{\text{пит.воды}}} = \frac{611,149}{914,12} = 2406,834 \text{ ,} \quad (2.103)$$

где $\rho_{\text{пит.воды}}$ – средняя плотность воды на входе и на выходе из насоса, м³/кг.

$$\rho_{\text{пит.воды}} = \frac{\rho_{\text{вв}} + \rho_{\text{вн}}}{2} = \frac{902,556 + 925,685}{2} = 914,12, \quad (2.104)$$

где $\rho_{\text{вв}} = \frac{1}{v(t_s(P_d))} = 902,556$ - плотность воды на линии всасывания, м³/кг;

$\rho_{\text{вн}} = \rho(P_{\text{пв}}, t_{\text{пв}}) = 925,685$ - плотность воды на линии нагнетания, м³/кг.

Суммарное гидравлическое сопротивление тракта составит, МПа:

$$p_c = \Delta p_k + \Delta p_{\text{рпк}} + \Delta p_{\text{пвд}} + \Delta p_{\text{тр}} \quad (2.105)$$

где $\Delta p_k = 4,5$ - сопротивление прямого котла, МПа;

$\Delta p_{\text{рпк}} = 0,15$ – сопротивление регулирующего клапана питания котла, МПа;

$\Delta p_{\text{пвд}} = 1$ - суммарное гидравлическое сопротивление ПВД, МПа;

$\Delta p_{\text{тр}} = 0,25$ - сопротивление трубопроводов, МПа.

$$p_c = 4,5 + 0,15 + 1 + 0,25 = 5,9$$

Давление нагнетания питательного насоса, МПа:

$$p_n = p_{\text{пс}} + \Delta p_{\text{пк}} + \Delta p_c + H_k \cdot g \cdot \rho_v \quad (2.106)$$

где $\Delta p_{\text{пк}} = 0,1 \cdot p_{\text{пс}} = 2,54$ - запас давления на срабатывание предохранительный клапанов, МПа.

$$p_n = 25,4 + 2,54 + 5,9 + 62 \cdot 9,8 \cdot 914,12 = 34,396$$

Перепад давлений питательного насоса, МПа:

$$\Delta p = p_n - p_b = 34,396 - 5 = 29,396 \quad (2.107)$$

Потребляемая мощность насосом, МВт:

$$N_{\text{пэн}} = \frac{Q_{\text{пн}} \cdot (P_n - P_d)}{\eta_{\text{эн}}} \quad (2.108)$$

где $P_d = 0,7$ - давление в деаэраторе, МПа;

$v_{\text{ср}} = 0,001$ - средний удельный объем пит. воды, м³/кг;

$\eta_{\text{эн}} = 0,8$ - КПД насоса.

$$N_{\text{пэн}} = \frac{2406,834 \cdot (34,396 - 0,7)}{0,8} = 24,566 \text{ МВт}$$

Из-за большой мощности блока устанавливается два насоса с турбоприводом на 50% подачи каждый.

Выбираем насос с турбоприводом ПТН-1500-350-4, приводом питательного насоса является конденсационная паровая турбина типа ОК-18ПУ-800 (К-17-15П) соединенная с насосом зубчатой муфтой.

Основные характеристики насоса:

- Производительность – 1500 м³/ч;
- Давление в напорном патрубке – 350 кг/см²;
- Давление в приемном патрубке – 22 кг/см²;

- Число оборотов – 4700 об/мин;
- КПД - 83 %.

2.12.2 Выбор конденсатных насосов

Общая подача конденсатных насосов может быть рассчитана по формуле, кг/с:

$$G_{\text{кн}} = G_{\text{ок}} = 365,963 \quad (2.109)$$

Для блоков с прямоточными котлами применяют двухподъемную схему установки конденсатных насосов. Это вызвано тем, что конденсат турбин необходимо пропускать через обессоливающую установку (БОУ), которая может работать при давлении не более 0,8 МПа. При двухподъемной схеме конденсатные насосы разделяют на две ступени; насосы первой ступени устанавливаются после конденсатора; они создают давление, достаточное для преодоления гидравлического сопротивления БОУ, трубопроводов и обеспечения необходимого подпора перед конденсатными насосами второй ступени. Конденсатные насосы второй ступени развивают давление, необходимое для подачи конденсата через ПНД в деаэратор.

Давление нагнетания насосов первой ступени КН-1 рассчитывается по формуле, МПа:

$$p_{\text{н1}} = \Delta p_{\text{боу}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{под}} \quad (2.110)$$

где $\Delta p_{\text{боу}}$ - гидравлическое сопротивление БОУ, МПа;

$\Delta p_{\text{тр}}$ - гидравлическое сопротивление трубопроводов, МПа;

$\Delta p_{\text{под}}$ - необходимый подпор на входе в КН-2

$$p_{\text{н1}} = 0,6 + 0,1 + 0,15 = 0,85$$

Производительность насосов первого подъема КН-1 находится по формуле, м³/ч:

$$Q_{\text{кн1}} = \frac{G_{\text{кн}}}{\rho_{\text{1кн}}} = \frac{365,963}{994,707} = 1324,476 \quad (2.111)$$

где $\rho_{\text{1кн}} = \frac{1}{\rho(t_s(P_k))}$ - плотность воды перед конденсатными насосами первого подъема, кг/м³.

Мощность, потребляемая насосами КН-1, рассчитывается по формуле, кВт:

$$N_{\text{кн1}} = \frac{(P_{\text{н}} - P_{\text{в}}) \cdot V_{\text{1кн}}}{\eta_{\text{эн}}} \quad (2.112)$$

где $v_{\text{ср}} = 0,001$ - средний удельный объем основного конденсата, м³/кг;
 $\eta_{\text{эн}} = 0,8$ – КПД насоса

$$N_{\text{кн1}} = \frac{1324,476 \cdot (0,85 - 0,005)}{0,8} = 388,605$$

Суммарное сопротивление тракта от ПНД до деаэрата составит, МПа:

$$p_{\text{с}} = \Delta p_{\text{оэ}} + \Delta p_{\text{рпк}} + \Delta p_{\text{пнд}} + \Delta p_{\text{тр}} \quad (2.113)$$

где $\Delta p_{\text{пнд}}$ - гидравлическое сопротивление подогревателя низкого давления, МПа;

$\Delta p_{\text{оэ}}$ - гидравлическое сопротивление охладителя эжекторов, МПа;

$\Delta p_{\text{рпк}}$ - гидравлическое сопротивление регулятора питания уровня конденсата, МПа.

$$p_{\text{с}} = 0,06 + 0,04 + 4 \cdot 0,08 + 0,15 = 0,57$$

Давление нагнетания насосов второй ступени КН-2 можно оценить по формуле, МПа:

$$p_{\text{н2}} = P_{\text{д}} + H_{\text{д}} \cdot g \cdot \rho_{2\text{кн}} + \Delta p_{\text{с}} \quad (2.114)$$

где $H_{\text{д}}$ - разность высот между деаэратом и насосом, м;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

$\rho_{2\text{кн}}$ - плотность воды перед насосами второй ступени, кг/м³.

$$p_{\text{н2}} = 0,7 + 25 \cdot 9,8 \cdot 894,427 + 0,57 = 1,489$$

Производительность насоса КН-2 рассчитывается по формуле, м³/ч :

$$Q_{\text{кн2}} = \frac{G_{\text{кн}}}{\rho_{2\text{кн}}} = \frac{365,963}{894,427} = 1472,971 \quad (2.115)$$

где $\rho_{2кн}$ - плотность воды перед конденсатными насосами второго подъема, кг/м³

Мощность, потребляемая насосами КН-2, рассчитывается по формуле, кВт:

$$N_{кн2} = \frac{Q_{2кн} \cdot (P_n - P_b)}{\eta_{эн}} = \frac{1472,971 \cdot (1,489 - 0,85)}{0,8} = 326,96 \quad (2.116)$$

Устанавливается 2 насоса по 100% производительности, один из которых резервный. Исходя из полученных значений производительности, давления нагнетания и потребляемой мощности, выбираем насос первого подъема КсВ-700-180 с такими характеристиками:

- Производительность - 700 м³/ч;
- Напор - 180 м вод. ст.;
- Частота вращения – 1500 об/мин.

Для второго подъема выбираем насос КсВ-1000-95, с основными характеристиками:

- Производительность - 1000 м³/ч;
- Напор - 95 м вод. ст.;
- Частота вращения – 1000 об/мин.

2.12.3 Выбор циркуляционных насосов

Расход охлаждающей воды в конденсаторе составляет 64000 м³/ч.

Расчетный расход охлаждающей воды составит, т/ч:

$$D_{об}^p = 1,15 \cdot D_{об} = 1,15 \cdot 64000 = 73600 \quad (2.117)$$

Производительность насоса рассчитывается по формуле, м³/ч:

$$Q_n = D_{об}^p = 73600 \quad (2.118)$$

Напор насоса составляет, кПа:

$$\Delta p = p_n - p_b, \quad (2.119)$$

где p_n - давление на стороне нагнетания, кПа;

p_e - давление на стороне всасывания, кПа.

$$\Delta p = 250 - 50 = 200$$

Мощность, потребляемая циркуляционным насосом, рассчитывается по формуле, кВт:

$$N_n = \frac{Q_{об} \cdot (P_n - P_b)}{\eta_n} = \frac{73600 \cdot (250 - 50)}{0,8} = 5111,111 \quad (2.120)$$

Так как проектируемая ТЭС блочного типа, принята блочная схема водоснабжения. Устанавливается два циркуляционных насоса по 50 % производительности без резерва. Каждый насос работает на свою систему, включающую напорный водовод, половину конденсатора и сливной водовод.

Применяются насосы центробежного типа ОП2-185 с характеристиками:

- Производительность 31860-54900 м³/ч;
- Полный напор 16-9 м вод. ст.;
- Частота вращения – 250 об/мин;
- КПД – 80%.

2.12.4 Выбор сетевых насосов

Выбор производится по производительности и напору. Так как схема установки индивидуальная, сетевые насосы устанавливаются в количестве двух штук на турбину с производительностью по 50% от общей производительности и один насос в резерве на складе. Применяется двухподъемная схема.

Производительность насосов, м³/ч:

$$Q = \frac{G_{св}}{\rho_{с.в.}} \quad (2.21)$$

где $G_{св}$ – расход сетевой воды, кг/с;

$\rho_{с.в.} = \frac{1}{v(t_s(P_{св}))} = 887,127$ – плотность воды на входе в сетевой насос ступени, кг/м³.

$$Q = \frac{437,584}{887,127} = 493,259$$

Давление нагнетания первой ступени составит, МПа:

$$P_{\text{н}}^{\text{I}} = \Delta P_{\text{сн1}} + \Delta P_{\text{сн2}} + P_{\text{в}}^{\text{II}} \quad (2.122)$$

где $\Delta P_{\text{сн1}} = 0,058$ – сопротивление первого сетевого подогревателя, МПа;
 $\Delta P_{\text{сн2}} = 0,054$ – сопротивление первого сетевого подогревателя, МПа;
 $P_{\text{в}}^{\text{II}}$ – кавитационный запас, МПа.

$$P_{\text{н}}^{\text{I}} = 0,058 + 0,054 + 0,3 = 0,412$$

Давление на линии всасывания второй ступени равняется, МПа:

$$P_{\text{в}}^{\text{II}} = P_{\text{н}}^{\text{I}} \quad (2.123)$$

Давления на линии нагнетания второй ступени, МПа:

$$P_{\text{н}}^{\text{II}} = 1,5$$

Выбираем сетевой насос первого подъема СЭ-320-70 с характеристиками:

- Производительность - 320 м³/ч
- Напор - 0,68 МПа.
- Частота вращения 3000 об. /мин
- Потребляемая мощность - 75 кВт
- КПД - 80 %

Выбираем сетевой насос второго подъема СЭ-500-140 с характеристиками:

- Производительность - 500 м³/ч
- Напор – 1,37 МПа.
- Частота вращения 3000 об. /мин
- Потребляемая мощность - 240 кВт
- КПД - 81 %

2.12.5 Выбор регенеративных подогревателей

Произведем выбор ПНД-1 путем расчета эскизной площади теплообменника.

Коэффициенты теплопередачи для расчета зон теплообменника, Вт / (м² · К):

- $k_{оп}^{ПНД} = 75$;
- $k_{сп} = 2550$;
- $k_{од} = 600$;
- $k_{оп}^{ПВД} = 850$.

Тепловая нагрузка, кВт:

$$Q_{пнд1} = D_8 \cdot (h_8 - \bar{t}_{8д}) \cdot \eta_m \quad (2.124)$$

$$Q_{пнд1} = 3,919 \cdot (2487,515 - 240,778) \cdot 0,98 = 8627,883$$

Средний температурный напор, °С:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{\delta}} - \Delta t_m}{2,31g\left(\frac{\Delta t_{\bar{\delta}}}{\Delta t_m}\right)}, \quad (2.125)$$

где $\Delta t_{\bar{\delta}} = t_{8д} - t''_{пуоз} = 57,52 - 47,875 = 9,644$ °С - большая разность температур;

$\Delta t_m = t_8 - t_{окз} = 57,52 - 53,52 = 4$ °С - меньшая разность температур

$$\Delta t_{cp} = \frac{9,644 - 4}{2,31g\left(\frac{9,644}{4}\right)} = 6,421$$

Эскизная площадь ПНД-1, м²:

$$F_{эск} = \frac{Q_{пнд1}}{k_{сп} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{8627,833}{2550 \cdot 6,421} = 526,973, \quad (2.126)$$

где $k_{сп} = 2550$ Вт/м² · К - коэффициент теплопередачи для зоны собственного подогревателя.

Выбираем ПН-850-25-6-І с характеристиками:

- давление пара в корпусе: 0,6 МПа;
- максимальная температура пара: 350 °С;
- давление воды в трубной системе: 2,5 МПа;
- номинальный расход воды: 1310 т/ч;

Расчет остальных подогревателей был выполнен по аналогии с ПНД-1, полученные значения в таблице 15.

Таблица 15 – Подогреватели регенеративной схемы

Подогреватель	Площади, м ²				Маркировка
	ОП	СП	ОД	Общая	
ПНД-1	-	526,973	-	526,973	ПН-850-25-6-І
ПНД-2	411,708	811,787	884,074	2107,569	ПН-3000-25-16
ПНД-3	1111,816	905,311	448,315	2465,441	ПН-3000-25-16
ПНД-4	928,872	710,453	122,263	1761,588	ПН-1900-32-6-І
ПВД-1	210,839	526,155	1471,223	2208,218	ПВ-1200-380-43-І
ПВД-2	273,434	1628,36	1425,943	3327,737	ПВ-1700-380-51
ПВД-3	138,415	1000,992	93,83	1233,236	ПВ-900-380-66-І
ВС	-	128,01	-	128,01	ПСВ-315-3-23
НС	-	207,486	-	207,486	ПСВ-315-14-23

2.12.6 Выбор деаэратора

Тип деаэратора выбирается в зависимости от давления среды в нем и расходу деаэрируемой воды. Расход воды принимается равным расходу питательной воды:

$$G_{\text{дв}} = G_{\text{пв}} = 582,047 \text{ кг/с} = 2095,368 \text{ т/ч} \quad (2.127)$$

Давление в деаэраторе известно заранее и составляет $P_{\text{д}} = 0,7 \text{ МПа}$.

Из-за большого расхода питательной воды, было решено выбрать два деаэратора типа ДСП-1300.

2.13 Выбор оборудования топливно-транспортного цеха

2.13.1 Приемные устройства

Суммарный расход топлива на станцию:

$$B_{\text{сумм}} = n \cdot B_{\text{рас}} = 2 \cdot 72,743 = 145,485 \text{ кг/с} = 523,747 \text{ т/ч} \quad (2.128)$$

где $n = 2$ - число блоков.

Выбираем два вагоноопрокидывателя бокового типа, один из которых резервный.

Характеристики вагоноопрокидывателя:

- число опрокидываний в час: 20/25;
- теоретическая производительность: 1860/1500 т/ч;
- габариты: 25,6x10,4x12,5 м;
- мощность электродвигателей: 100x2 кВт;
- вес опрокидывателя с электрооборудованием: 197 т.

2.13.2 Ленточные конвейеры

Из приемного устройства твердое топливо подается двумя параллельными линиями (нитками) ленточных конвейеров, одна из которых рабочая, а вторая резервная.

Расчетная часовая производительность каждой нитки может быть найдена по формуле, т/ч:

$$B_{\text{расч}} = \frac{B_{\text{сут}}}{T}, \quad (2.129)$$

где T - число часов работы топливоподачи в течение суток (при круглосуточной работе), ч

$B_{\text{сут}}$ - суточный расход топлива на ТЭС, т/ч:

$$B_{\text{сут}} = B_{\text{сумм}} \cdot 24 = 523,747 \cdot 24 = 12569,925 \quad (2.130)$$

$$B_{\text{расч}} = \frac{12569,925}{21} = 598,568$$

Производительность ленточного конвейера зависит от типа ленты (плоская или желобчатая), ее ширины, скорости движения и угла наклона.

Принимается желобчатая лента. Ее производительность составит, т/ч:

$$B_{\text{л}} = B^2 \cdot c \cdot \gamma \cdot k_{\alpha} \quad (2.131)$$

где B - ширина ленты, м;

c - скорость ленты, м/с;

γ - насыпной вес топлива, т/м;

k_{α} - коэффициент, учитывающий угол естественного откосов топлива на ленте

$$B_{\text{л}} = 1,2^2 \cdot 2 \cdot 0,89 \cdot 320 = 820,224$$

Производительность ленты должна быть выше суточного расхода топлива на ТЭС. В данном случае условие соблюдается.

Мощность на валу приводного барабана ленточного конвейера без сбрасывающего устройства можно найти по формуле, кВт:

$$W_6 = \frac{k_1 \cdot l \cdot c + 2 \cdot B_{\text{л}} + 37 \cdot B_{\text{л}} \cdot H}{1,36} \cdot k_l \quad (2.132)$$

где $k_1 = 629$ - коэффициент, зависящий от ширины ленты;

$l = 24$ - длина конвейера между центрами приводного и концевых барабанов, м;

$H = 20$ - высота подъема по вертикали между центрами приводного и концевых барабанов, м;

$k_l = 1,12$ - коэффициент, зависящий от длины конвейера.

$$W_6 = \frac{629 \cdot 24 \cdot 2 + 2 \cdot 820,224 + 37 \cdot 820,224 \cdot 20}{1,36 \cdot 1000} \cdot 1,12 = 557,141$$

Мощность, потребляемая электродвигателем приводной станции, находится по формуле, кВт:

$$W_{\text{эл}} = \frac{k_3 \cdot W_6}{\eta_{\text{эд}} \cdot \eta_p} \cdot k_l \quad (2.133)$$

где k_3 - коэффициент запаса;

$\eta_{\text{эд}}$ - КПД электродвигателя;

η_p - КПД редуктора.

$$W_{\text{эл}} = \frac{1,25 \cdot 557,141}{0,95 \cdot 0,96} = 763,625$$

2.13.3 Выбор дробилок

Применяем на проектируемом блоке двухступенчатое дробление. Двухступенчатое дробление применяется при использовании на станции топлив открытых разработок с кусками размером 200-400 мм и более.

По расходу топлива на котельный агрегат по расчетному расходу топлива выбираем дробилки первой ступени – 3 дискозубые ДДЗ-4М с характеристиками:

- производительность - 200-240 т/ч;
- размеры ротора: длина - 1200 мм, диаметр - 900 мм
- частота вращения ротора - 36 об/мин;
- мощность электродвигателя - 34 кВт;
- масса - 4,5 т.

Для более тонкого дробления топлива (вторая ступень) выбираем однороторные дробилки ДМН-21*18,5 с характеристиками:

- производительность – 500-600 т/ч;
- размеры ротора: длина - 1850 мм, диаметр - 2100 мм
- частота вращения ротора - 490 об/мин;
- мощность электродвигателя - 900 кВт;
- масса – 76,4 т.

Дробленное топливо поступает в емкость бункеров сырого угля. Емкость бункера сырого угля составляет, м³:

$$V_0 = \frac{B_{\kappa} \cdot \tau}{\gamma \cdot k_3} = \frac{261,873 \cdot 8}{0,89 \cdot 0,8} = 2942,398 \quad (2.134)$$

где τ - число часов работы котельного агрегата на топливе, запасенном в бункерах;

k_3 - коэффициентом заполнения;

γ - насыпной вес угля, т/м³.

Для подачи угля из бункера используем ленточный питатель, с шириной ленты 800 мм, длиной 2 м. Производительность при высоте слоя 0.2 м 270 м³/ч, требуемая мощность – 4,5 кВт.

2.13.4 Топливные склады

Емкость склада угля рассчитываем на 30 дневный расход при 20 часах работы в сутки всех котлов.

Площадь, непосредственно занятую штабелями, ориентировочно определяем по формуле, м²:

$$F = \frac{24 \cdot B_{\text{сумм}} \cdot n}{h \cdot \gamma_{\text{т}} \cdot \varphi} = \frac{24 \cdot 523,747 \cdot 30}{15 \cdot 0,89 \cdot 0,85} = 33231,792 \quad (2.135)$$

где n - число суток запаса топлива на складе;

h - высота штабеля, м;

φ - коэффициент, учитывающий угол откоса (сползания) топлива в штабеле.

2.14 Выбор оборудования пылеприготовления

2.14.1 Выбор числа и производительности мельниц

Производительность одной мельницы рассчитывается с учетом коэффициента запаса, который при установке более 4-х мельниц на котел составляет, т/ч:

$$B_p = \frac{k_3 \cdot B_{\text{рас}}}{n_{\text{мел}}} \quad (2.136)$$

где $B_{\text{рас}}$ - расчетный расход топлива на работу котлоагрегата, т/ч;

$n_{\text{мел}} = 8$ - число мельниц, шт;

k_3 - коэффициент запаса.

$$B_{\text{м}} = \frac{1,1 \cdot 261,873}{8} = 36,008$$

Исходя из полученной величины, принимается ориентировочно мельница типа МВС-240 производительностью 50 т/ч, система пылеприготовления будет с прямым вдуванием.

Так как в характеристиках мельниц указываются показатели при работе их на эталонном топливе, необходимо выполнить пересчет производительности мельницы на проектное топливо, который можно выполнить по формуле, т/ч:

$$B = \frac{k_{\text{ло}} \cdot B_x}{k_{\text{ло}}^x} \quad (2.137)$$

где B_x - производительность мельницы на эталонном топливе, т/ч;

$k_{\text{ло}}^x$ - коэффициент размолоспособности эталонного топлива;

$k_{\text{ло}}$ - коэффициент размолоспособности проектного топлива.

$$B = \frac{1,5 \cdot 50}{1,1} = 68,182$$

Полученное значение отклоняется на допустимую величину. Значит, выбранная мельница подходит для размола проектного топлива.

Основные характеристики выбранной мельниц

- производительность: 50 т/ч;
- число оборотов в минуту: 41 об/мин.

2.15 Выбор тягодутьевых машин

2.15.1 Выбор дутьевых вентиляторов

Производительность дутьевого вентилятора определяется по формуле, м³/с:

$$V_{\text{дв}} = B_p \cdot V_{\text{в}}^0 (\alpha_m - \Delta\alpha_m - \Delta\alpha_{\text{пл.у}} + \Delta\alpha_{\text{ен}}) \cdot \frac{t_{\text{хв}} + 273}{273} \quad (2.138)$$

где α_m - коэффициент избытка воздуха в топке;

$\Delta\alpha_m$ - присос воздуха в топке, принимаем равным 0 (у газоплотных котлов);

$\Delta\alpha_{\text{пл.у}}$ - присос воздуха в системах пылеприготовления принимаем равным 0,3;

$\Delta\alpha_{\text{ен}}$ - относительная утечка воздуха в ВЗП принимаем равным 0,05;

$t_{\text{хв}}$ - температура холодного воздуха, °С.

$$V_{\text{дв}} = 72,015 \cdot 5,758 \cdot (1,2 - 0,02 - 0,04 + 0,03) \cdot \frac{25 + 273}{273} = 506,948$$

Расчетная производительность дутьевого вентилятора принимается с коэффициентом запаса $\beta_1 = 1,1$:

$$V_{\text{дв}}^p = \frac{\beta_1 \cdot V_{\text{дв}}}{z} = \frac{1,1 \cdot 506,948}{2} = 278,82 \text{ м}^3 / \text{с} = 1003737,25 \text{ м}^3 / \text{ч} \quad (2.139)$$

Напор, развиваемый дутьевым вентилятором, ориентировочно принимаем $H_{\text{дв}} = 4$ кПа.

Расчетное значение напора принимаем с учетом коэффициента запаса, кПа:

$$H_{\text{дв}}^p = H_{\text{дв}} \cdot 1,15 = 4,6 \quad (2.140)$$

Выбираем дутьевой вентилятор типа ДОД-41-500-1 с характеристиками:

- производительность – 1520 тыс. м³/ч;
- КПД - 82,5 %;
- полное давление – 5511 Па.

Расчетный КПД вентилятора примерно принимается равным 90% от максимального:

$$\eta^p = 0,9 \cdot \eta_{\text{max}} = 0,9 \cdot 0,825 = 0,743 \quad (2.141)$$

Мощность на валу дутьевого вентилятора (эффективная мощность) может быть найдена по формуле, кВт:

$$N_e = \frac{V_{\text{дв}}^p \cdot H_{\text{дв}}^p}{\eta^p} = \frac{1003757,25 \cdot 4,6}{0,743} = 1813,748 \quad (2.142)$$

2.15.2 Выбор дымососов

Дымосос, так же, как и дутьевой вентилятор, выбирается по производительности и напору.

Производительность дымососа определяется объемными расходами газов, уходящих из котла и воздуха, присасываемого в тракт после котла в золоуловителях и газоходах.

Длина участка от котла до золоуловителя может быть рассчитана по формуле, м:

$$l_{\text{к-зу}} = \frac{D_0}{(1,28 + 0,0083 \cdot D_0)} = \frac{583,889}{(1,28 + 0,0083 \cdot 583,889)} = 95,309 \quad (2.143)$$

где D_0 - паропроизводительность котла, кг/с

Длина участка от золоуловителя до дымовой трубы рассчитывается по формуле, м:

$$l_{\text{зу-дт}} = \frac{D_0}{(1 + 0,007 \cdot D_0)} = \frac{583,889}{(1 + 0,007 \cdot 583,889)} = 114,776 \quad (2.144)$$

Длина участка газохода от ВЗП до дымососа рассчитывается по формуле:

$$l_{\text{к-дм}} = l_{\text{к-зу}} + 0,35 \cdot l_{\text{зу-дт}} = 95,309 + 0,35 \cdot 114,776 = 135,48 \quad (2.145)$$

Присосы воздуха за пределами котла на участке между ВЗП и ДС рассчитываются по формуле:

$$\Delta \alpha_{\text{гх}} = 0,01 \cdot \frac{l_{\text{к-д}}}{10} = 0,135 \quad (2.146)$$

Объем присосов за пределами котла составит, м³/кг:

$$V_{\text{прис}} = \Delta\alpha_{\text{гх}} \cdot V_{\text{в}}^{\circ} = 0,135 \cdot 5,758 = 0,78 \quad (2.147)$$

$$V_{\text{ухг}} = 5,758 + 1,0161 \cdot (1,44 - 1) \cdot 5,758 = 7,688$$

Объемная производительность дымососов рассчитывается по формуле:

$$V_{\text{дс}} = B_{\text{р}} \cdot (V_{\text{ухг}} + V_{\text{прис}}) \cdot \frac{t_{\text{д}} + 273}{273} \quad (2.148)$$

$$V_{\text{дс}} = 72,015 \cdot (7,688 + 0,78) \cdot \frac{129,407 + 273}{273} = 899257 \text{ м}^3/\text{ч} =$$

$$= 3237325,2 \text{ м}^3/\text{ч}$$

где $t_{\text{д}}$ - температура газов перед дымососом, °С

$$t_{\text{д}} = \frac{V_{\text{ухг}} \cdot t_{\text{ух}} + V_{\text{прис}} \cdot t_{\text{в}}}{V_{\text{ухг}} + V_{\text{прис}}} = \frac{7,688 \cdot 140 + 0,78 \cdot 25}{7,688 + 0,78} = 129,407 \quad (2.149)$$

где $t_{\text{ух}}$ - температура уходящих газов, °С;

$t_{\text{в}}$ - температура холодного присасываемого воздуха, °С.

Расчетная производительность одного дымососа принимается с коэффициентом запаса, м³/ч:

$$V_{\text{дс}}^{\text{р}} = \frac{\beta_1 \cdot V_{\text{дс}}}{z} = \frac{1,1 \cdot 3237325,2}{2} = 1780528,899 \quad (2.150)$$

Напор дымососа должен быть такой, чтобы его хватило на преодоление суммарных сопротивлений по газовому тракту.

Значение напора принимается ориентировочно равным $H = 4$ кПа.

Расчетный напор дымососа принимается с коэффициентом запаса:

$$H_{\text{дв}}^{\text{р}} = H_{\text{дв}} \cdot 1,15 = 4,6 \quad (2.151)$$

По значениям производительности и напора выбирается дымосос осевого типа марки ДОД-43-500. Характеристики дымососа:

- производительность 1810 тыс. м³/ч;
- полное давление 6168 Па;

- КПД 0,825.

Расчетный КПД дымососа находится по формуле:

$$\eta^p = 0,9 \cdot \eta_{\max} = 0,9 \cdot 0,825 = 0,743 \quad (2.152)$$

Мощность на валу дымососа (эффективная мощность) рассчитывается по формуле, кВт:

$$N_{\text{дс}} = \frac{V_{\text{дс}}^p \cdot H_{\text{дс}}^p}{\eta^p} = \frac{1768970,156 \cdot 4,6}{0,743} = 3174,646 \quad (2.153)$$

3 Охрана окружающей среды

3.1 Расчет золоулавливающей установки и системы золоудаления

3.1.1 Золоулавливающая установка

Расход летучей золы на входе в фильтр определяются по формуле, кг/с:

$$M_{\text{вхзол}} = 0,01 \cdot B_{\text{к}} \cdot \alpha_{\text{ун}} \cdot A^p + 0,01 \cdot B_{\text{к}} \cdot q_4 \cdot \frac{Q_n^p}{32700} \quad (3.1)$$

где $\alpha_{\text{ун}}$ - доля золы уносимая газами;

A^p - зольность топлива, %;

q_4 - потеря с механическим недожогом, %.

$$M_{\text{вхзол}} = 0,01 \cdot 72,743 \cdot 0,95 \cdot 15,9 + 0,01 \cdot 72,743 \cdot 1 \cdot \frac{23446,08}{32700} = 11,509$$

Расход летучей золы в дымовую трубу, г/с:

$$M_{\text{выхзол}} = M_{\text{вхзол}} \cdot (1 - \eta_{\text{зл}}) \cdot n = 11,509 \cdot (1 - 0,99) \cdot 2 = 230,18 \quad (3.2)$$

где $\eta_{\text{зл}}$ - КПД золоуловителя;

n - количество котлов.

Выбирается два электрофильтра типа ЭГВМ с высотой электродов 18м, площадью сечения 545 м² и производительностью 1965000 м³/ч. Марка электрофильтра ЭГВМ2-70-18-6-8.

3.1.2 Золоудаление

Применяется схема совместного гидрошлакозолоудаления на отвал с помощью багерных насосов.

Суммарное количество шлака и золы, удаляемых с ТЭС, определяется по формуле, кг/с:

$$M_{\text{шл.з}} = 0,01 \cdot B_{\text{сумм}} \cdot (A^p + q_4 \cdot \frac{Q_n^p}{32700} (1 - \alpha_{\text{ун}} \cdot (1 - \eta_{\text{зу}}))) \quad (3.3)$$

где $B_{\text{сумм}}$ - часовой расход топлива на ТЭС, кг/с.

$$M_{\text{шл.з}} = 0,01 \cdot 145,485 \cdot (15,9 + 1 \cdot \frac{23446,08}{32700} (1 - 0,95 \cdot (1 - 0,99))) = 24,015$$

Расход воды на золошлакоудаление определяется по формуле, кг/с:

$$M_{\text{в}} = 12 \cdot M_{\text{шл.з}} = 12 \cdot 24,015 = 288,174 \quad (3.4)$$

Расчетный расход пульпы может быть определен по формуле, м³/ч:

$$Q = \frac{M_{\text{шл.з}}}{\gamma_{\text{шл.з}}} + \frac{M_{\text{в}}}{\gamma_{\text{в}}} = \frac{24,015}{0,5} + \frac{288,174}{1} = 1210,332 \quad (3.5)$$

где $\gamma_{\text{в}}$ - удельный вес (плотность) воды, т/м³

$\gamma_{\text{шл.з}}$ - удельный вес (плотность) золы и шлака, т/м³

Диаметр шлакозолопровода определяется по формуле, м:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1210,332}{3,14 \cdot 1,7}} = 0,502 \quad (3.6)$$

где $V = 1,7$ - скорость пульпы, м/с

На станции устанавливается три багерных насоса (один рабочий, один резервный, один в ремонте).

Выбирается багерный насос типа 12 Гр-8г с характеристиками:

- производительность 1000-2000 м³/ч;
- давление на выходе из насоса 0,57-0,48 МПа;

- диаметр рабочего колеса 840 мм;
- мощность электродвигателя 500 кВт;
- частота вращения ротора 730 об/мин.

3.2 Расчет содержания оксидов серы в дымовых газах

Суммарное количество оксидов серы, выбрасываемых в атмосферу с дымовыми газами, г/с:

$$M_{SO_2} = 0.02 \cdot B_{\text{сумм}} \cdot S^p \cdot (1 - \eta'_{SO_2}) \cdot (1 - \eta''_{SO_2}) \cdot (1 - \eta^c_{SO_2} \cdot \frac{n_0}{n_k}), \quad (3.7)$$

где η'_{SO_2} - доля оксидов серы, связываемых летучей золой в газоходах котла;

η''_{SO_2} - доля оксидов серы, улавливаемых в золоуловителе;

$\eta^c_{SO_2}$ - доля оксидов серы, улавливаемых в установках сероочистки;

n_0 - длительность работы сероочистки, ч/год;

n_k - длительность работы котла, ч/год.

$$M_{SO_2} = 0,02 \cdot 145,485 \cdot 0,4 \cdot (1 - 0,1) \cdot (1 - 0) \cdot (1 - 0,5 \cdot \frac{6000}{7500}) = 628,496$$

3.3 Расчет содержания оксидов азота в дымовых газах

Удельные выбросы оксидов азота складываются из топливных и воздушных:

$$K_{NO_2} = K_{NO_2}^T + K_{NO_2}^B \quad (3.8)$$

Топливные оксиды азота г/МДж:

$$K_{NO_2}^T = 0,12 \cdot \xi_{NO_x} \cdot \beta_{\alpha_r} \cdot \beta_{\alpha_1} \cdot \beta_R \cdot \beta_g \cdot \beta_{cm}, \quad (3.9)$$

где ξ_{NO_x} - безразмерный коэффициент, учитывающий характеристики топлива;

β_{α_r} - влияние коэффициента избытка воздуха в прямоточной горелке;

β_{α_1} - влияние доли первичного воздуха в горелке;

β_R - влияние рециркуляции дымовых газов в первичный воздух;

β_g - влияние максимальной температуры на участке образования топливных оксидов азота;

$\beta_{см}$ - влияние смесеобразования в корне факела прямооточных горелок.

$$\xi_{NO_x} = FR^{0,6} + (1 + N^d), \quad (3.10)$$

где FR - топливный коэффициент;

N^d - содержание азота в сухой массе топлива, %.

$$N^d = N^p \cdot \frac{100}{100 - W^p} = 1,9 \cdot \frac{100}{100 - 11,5} = 2,147 \quad (3.11)$$

$$FR = \frac{C^{св}}{V^p}, \quad (3.12)$$

где $C^{св}$ - связанный углерод;

V^p - выход летучих на рабочую массу.

$$V^p = V^r \cdot \frac{100 - A^p + W^p}{100} = 40,5 \cdot \frac{100 - 15,9 + 11,5}{100} = 29,4 \quad (3.13)$$

$$C^{св} = 100 - W^p - A^p - V^r = 100 - 11,5 - 15,9 - 29,403 = 43,2 \quad (3.14)$$

$$FR = \frac{43,2}{29,403} = 2,147$$

$$\xi_{NO_x} = 1,469^{0,6} + (1 + 2,147) = 4,407$$

Влияние коэффициента избытка воздуха в прямооточной горелке:

$$\beta_{\alpha_r} = (0,53 \cdot \alpha_{гор} + 0,12)^2 = (0,53 \cdot 1,23 + 0,12)^2 = 0,596 \quad (3.15)$$

Влияние рециркуляции дымовых газов в первичный воздух:

$$\beta_R = 1 - 0,016\sqrt{r} = 1 - 0,016\sqrt{20} = 0,928, \quad (3.16)$$

где r - процент рециркулирующих газов, %.

Влияние максимальной температуры на участке образования топливных оксидов азота:

$$\beta_g = 0,11\sqrt[3]{T_{3AG}'' - 1100}, \quad (3.17)$$

где T_{3AG}'' - температура на выходе из зоны активного горения, К.

$$T_{3AG}'' = \vartheta_a \cdot 0,8 + 273 = 1358,886 \cdot 0,8 + 273 = 1631,886, \quad (3.18)$$

где ϑ_a - адиабатная температура, °С.

$$\beta_g = 0,11 \sqrt[3]{1631 - 1100} = 0,891$$

Влияние смесеобразования в корне факела прямооточных горелок:

$$\beta_{см} = 0,98 \cdot \frac{W_2}{W_1} - 0,47, \quad (3.19)$$

где W_2 , W_1 - скорости вторичного и первичного воздуха в горелке, соответственно.

$$\beta_{см} = 0,98 \cdot \frac{47}{29} - 0,47 = 1,118$$

Влияние коэффициента избытка воздуха в прямооточной горелке:

$$\beta_{\alpha_1} = 1,73 \cdot \alpha_1 + 0,48, \quad (3.20)$$

где α_1 , α_2 - доля первичного и вторичного воздуха в горелке, соответственно.

$$\alpha_1 = 1 - \alpha_2 = 1 - 0,2 = 0,8 \quad (3.21)$$

$$\beta_{\alpha_1} = 1,73 \cdot 0,2 + 0,48 = 0,826$$

В таком случае, топливные оксиды азота, г/МДж, будут равны:

$$K_{NO_2}^T = 0,12 \cdot 4,407 \cdot 0,596 \cdot 0,826 \cdot 0,928 \cdot 0,891 \cdot 1,118 = 0,241$$

Воздушные оксиды азота, г/МДж:

Воздушными оксидами азота можно пренебречь, так как T_{3AG}'' меньше 1800 К.

$$K_{NO_2}^B = 0, \quad (3.22)$$

Удельные выбросы оксидов азота, г/МДж, будут равны:

$$K_{NO_2} = 0,241 + 0 = 0,241$$

Массовый выброс оксидов азота, кг/с:

$$M_{NO_2} = K_{NO_2} \cdot B_{\text{сумм}} \cdot Q_H^p \cdot \eta = 0,241 \cdot 145,485 \cdot 23,45 \cdot 0,9 = 0,082, \quad (3.23)$$

где η - КПД установки азотоочистки.

3.4 Расчет суммарных выбросов вредных веществ ТЭС

Суммарные выбросы, кг/с:

$$M = M_{\text{зол}}^{\text{вых}} + M_{SO_2} + M_{NO_2}, \quad (3.24)$$

$$M = 0,162 + 0,628 + 0,082 = 0,873$$

3.5 Проектирование дымовой трубы

Выбор высоты и количества устанавливаемых на ТЭС труб производится так, чтобы загрязнение приземного слоя воздуха выбросами из дымовых труб не превышало предельно допустимую концентрацию вредных примесей $C_{нд} = 0,15$ мг/м³.

По величине ПДК вредных примесей может быть найдена минимально допустимая высота дымовых труб, м:

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot F \cdot m}{C_{нд}}} \sqrt[3]{\frac{n}{V \cdot \Delta T}}, \quad (3.25)$$

где A - учитывает условия вертикального и горизонтального рассеяния примеси в воздухе;

M - суммарный выброс вещества из дымовой трубы, г/с;

F - коэффициент учитывает характер выбрасываемых загрязнений;

m - коэффициент учитывает влияние скорости выхода газов из устья трубы;

n - число труб одинаковой высоты;

V - расход дымовых газов через трубу, м³/с;

$\Delta T = t_o - t_e = 129,407 - 20 = 109,407$ °С - разность температур газов, выходящих из трубы, и воздуха (для наиболее благоприятных условий для рассеяния газов).

Расход дымовых газов через трубу можно оценить по формуле, м³/с:

$$V = V_{oc} \cdot n = 899,257 \cdot 2 = 1798,514 \quad (3.26)$$

где V_{oc} - количество дымовых газов, проходящих через дымососы котла (производительность дымососов), м³/с;

$n = 2$ - количество котлоагрегатов, шт.

С учетом выбросов золы, минимальная высота дымовой составляет, м:

$$H = \sqrt{\frac{200 \cdot 873,114 \cdot 2 \cdot 0,8}{0,15}} \sqrt[3]{\frac{1}{1798,514 \cdot 109,407}} = 178,953$$

Таким образом, выбирается дымовая труба стандартной высотой 200 м.

Внутренний диаметр дымовой трубы на выходе можно найти по формуле:

$$d_0 = 0,0188 \sqrt{\frac{V}{\omega_0}} = 0,0188 \sqrt{\frac{6217071}{55}} = 6,45 \quad (3.27)$$

где V - расход дымовых газов через трубу, м³/ч;

ω_0 - скорость газов на выходе из дымовой трубы, м/с

Принимается стандартный диаметр дымовой трубы, равный 7,2 м.

Эффективная высота выброса дымовых газов может быть найдена по формуле, м:

$$\Delta H = 1,9 \cdot \frac{d_0 \cdot \omega_0}{v_s \cdot \varphi} = 1,9 \cdot \frac{7,2 \cdot 55}{4,5 \cdot 1,75} = 95,543 \quad (3.28)$$

где $v_s = 4,5$ - скорость ветра на высоте 10 м над уровнем земли, м/с;

$\varphi = 1,75$ - учитывает возрастание скорости ветра с высотой трубы.

Высота подъема факела дымовых газов рассчитывается по формуле, м:

$$H_\phi = H + \Delta H = 200 + 95,543 = 295,543 \quad (3.29)$$

3.5.1 Расчет рассеивания вредных веществ в атмосфере

Расчет рассеивания представлен в таблице 16.

Таблица 16 – Расчет рассеивания

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
Опасная скорость ветра на уровне флюгера, м/с	$u_m = v_m \cdot (1 + 0,12 \cdot \sqrt{f})$	6,465
Безразмерная величина при $v_m > 2$	$d = 7 \cdot \sqrt{v_m} \cdot (1 + 0,28 \cdot \sqrt[3]{f})$	26,307
Расстояние достижения максимальной концентрации вредных веществ, м	$x_m = \frac{5-F}{4} \cdot d \cdot H$	5261,336
Расстояния от источника выброса, м	x_1	500
	x_2	1000
	x_3	1500
	x_4	2000
	x_5	2500
	x_6	5000
	x_7	10000
	x_8	20000
	x_9	40000
Относительный коэффициент \bar{x}		0,095
		0,190
		0,285
	$\frac{x_i}{x_m}$	0,380
		0,475
		0,950
		1,901
		3,801
Безразмерная величина S_1		7,603
	$S_1^1 = 3 \cdot \bar{x}^4 - 8 \cdot \bar{x}^3 + 6 \cdot \bar{x}^2$	0,048
	$S_1^2 = 3 \cdot \bar{x}^4 - 8 \cdot \bar{x}^3 + 6 \cdot \bar{x}^2$	0,166
	$S_1^3 = 3 \cdot \bar{x}^4 - 8 \cdot \bar{x}^3 + 6 \cdot \bar{x}^2$	0,322
	$S_1^4 = 3 \cdot \bar{x}^4 - 8 \cdot \bar{x}^3 + 6 \cdot \bar{x}^2$	0,490
	$S_1^5 = 3 \cdot \bar{x}^4 - 8 \cdot \bar{x}^3 + 6 \cdot \bar{x}^2$	0,649
	$S_1^6 = 3 \cdot \bar{x}^4 - 8 \cdot \bar{x}^3 + 6 \cdot \bar{x}^2$	1,00
	$S_1^7 = \frac{1,13}{0,13 \cdot \bar{x}^4 + 1}$	0,769
	$S_1^8 = \frac{1,13}{0,13 \cdot \bar{x}^4 + 1}$	0,393
Приземная концентрация вредных веществ в атмосфере по оси факела на различных расстояниях от источника выброса, мг/м ³	$S_1^9 = \frac{1,13}{0,13 \cdot \bar{x}^4 + 1}$	0,133
		0,005
		0,017
		0,033
		0,050
	$c_x^i = S_1^i \cdot c_m$	0,066
		0,102
		0,078
		0,040
	0,014	

Продолжение таблицы 16

Расстояния по перпендикуляру к оси выброса, м	y_1	100
	y_2	200
	y_3	300
	y_4	400
	y_5	800
	y_6	1200
	y_7	1600
	y_8	2000
	y_9	2400
Безразмерная величина S_2		0,973
		0,900
		0,798
		0,678
		0,202
		0,033
		0,007
		0,002
		0,001
Приземная концентрация вредных веществ в атмосфере перпендикулярно оси выброса на различных расстояниях от источника выброса, мг/м ³		0,0047156
		0,0152010
		0,0261696
		0,0338611
		0,0133635
		0,0034073
		0,0005290
		0,0000732
		0,0000084

Построим графики зависимости $c_x = f(x)$ и $c_y = f(y)$ – рисунки 11 и 12 соответственно.

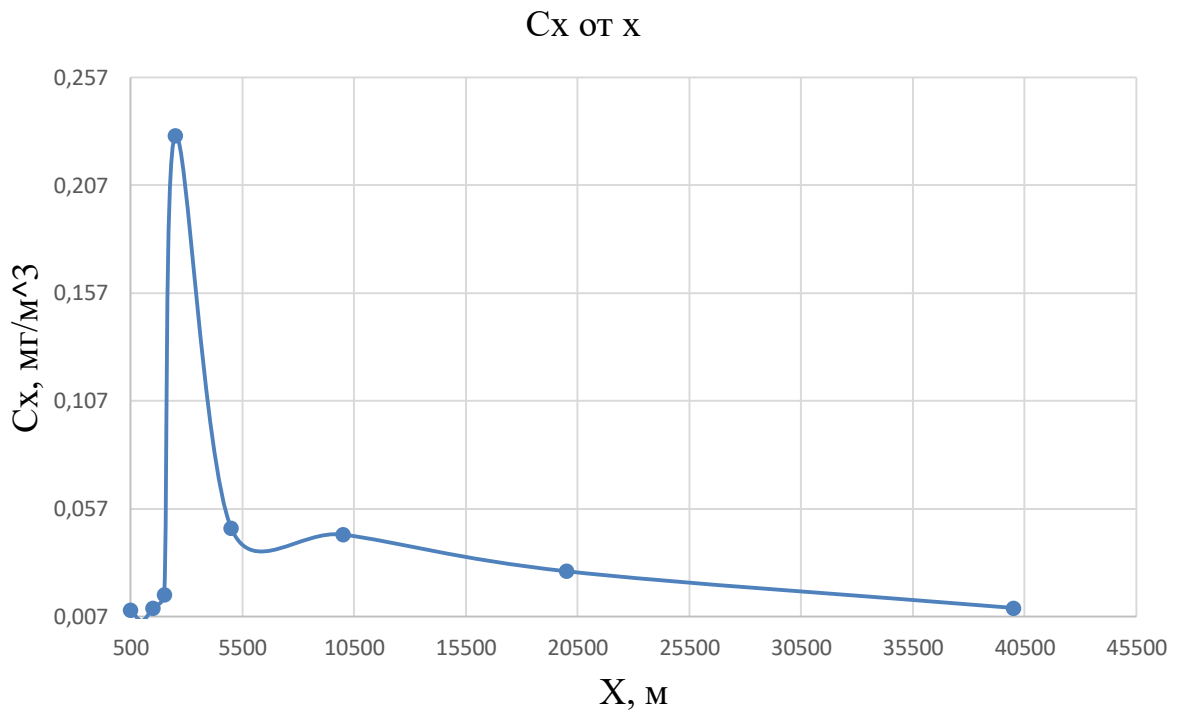


Рисунок 11 – График зависимости $c_x = f(x)$

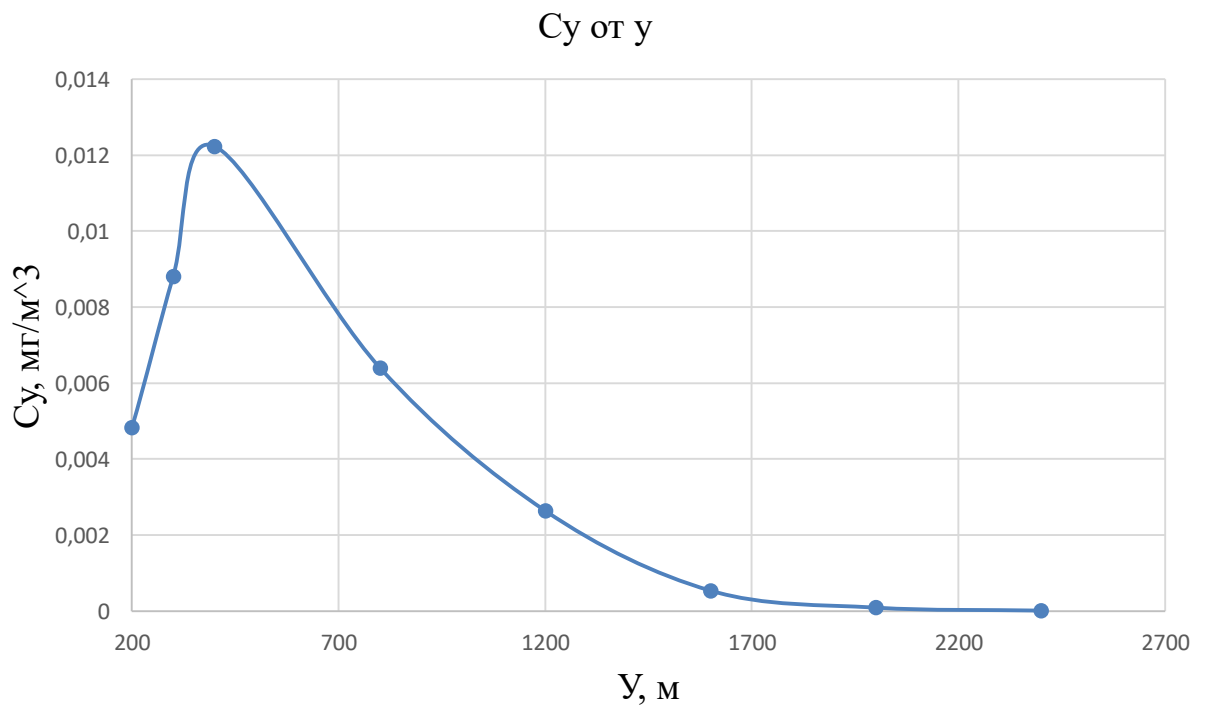


Рисунок 12 – График зависимости $c_y = f(y)$

4 Общая часть

4.1 Электрическая часть проектируемой станции

Схема выдачи мощности была выбрана 2 рабочих с обходной. В данной схеме есть 3 рабочие шины, 2 рабочие, одна используется при нештатных режимах.

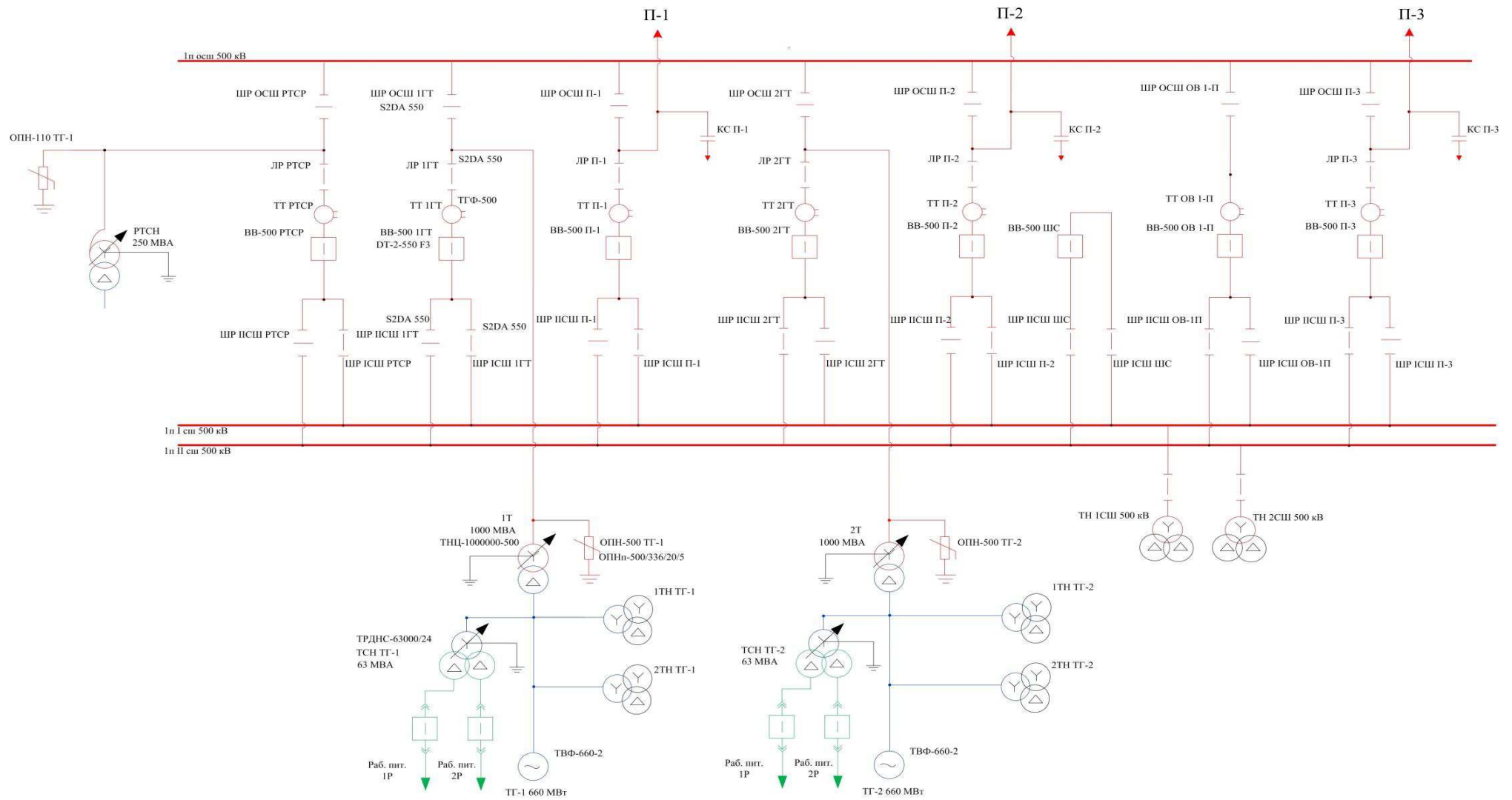


Рисунок 13 – Схема выдачи мощности

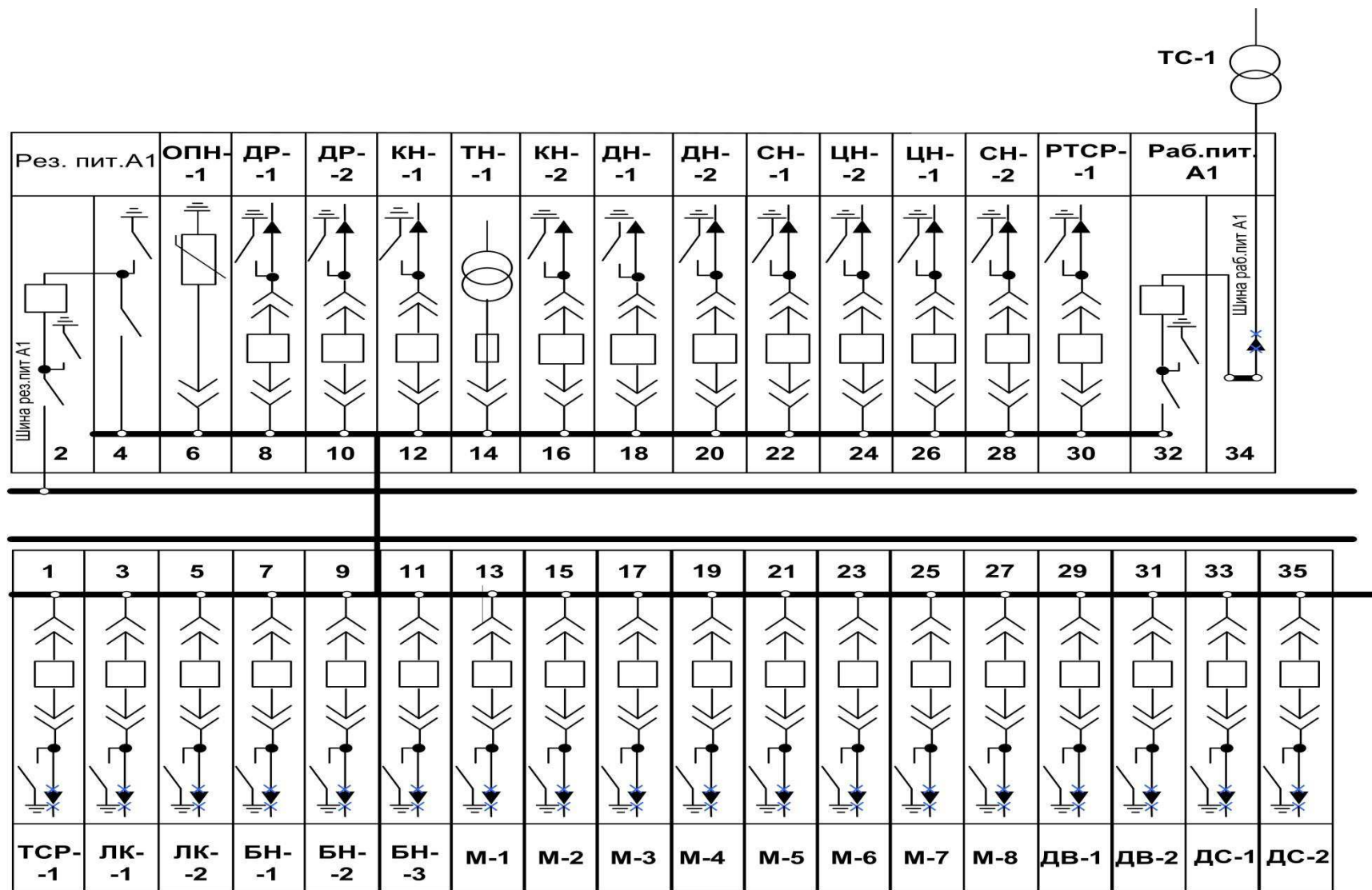


Рисунок 14 – Схема собственных нужд

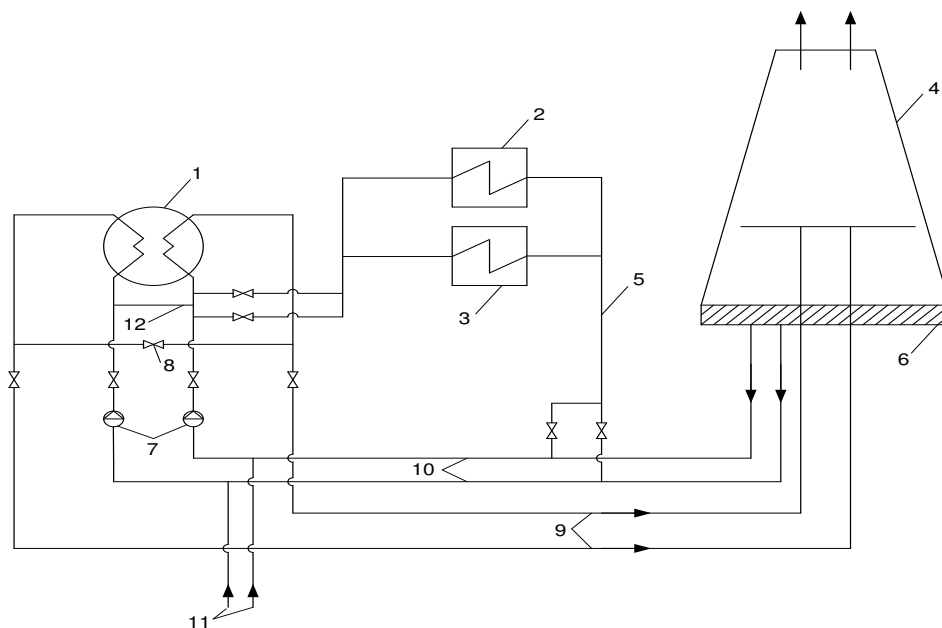
4.2 Выбор схемы технического водоснабжения

Для непрерывной работы электростанции требуются большие объемы воды, именно поэтому станция зависит от нее. Основным элементом, потребляющим наибольшее кол-во воды, является конденсатор, после него уже системы охлаждения, химводоподготовка.

Расход воды зависит от многих факторов, наибольшее влияние на это оказывают мощность и тип станции. Именно по этому стоит вопрос о выборе системы технического водоснабжения ТЭС.

На современных станциях применяется только обратная схема водоснабжения, так как прямоточная является не экологичной и оказывает пагубное влияние на экосистему водоема.

При обратной схеме вода почти не забирается из ближайшего водоема, кроме подпитки, а циркулирует в замкнутой схеме, в которой главным элементом является градирня, в ней же и происходит охлаждение воды.



1 — конденсатор турбины; 2 — охладители генератора; 3 — маслоохладители турбины; 4 — градирня; 5 — трубопровод сбросной воды от охладителей масла и генератора в подводящие водоводы; 6 — водосбросной бассейн градирни; 7 — циркуляционные насосы; 8 — переключатель между сливными трубопроводами конденсатора; 9 — сливные напорные трубопроводы к градирням; 10 — подводящие самотечные водоводы к циркуляционным насосам; 11 — трубопроводы подпитки циркуляционной системы; 12 — переключатель между напорными водоводами.

Рисунок 15 – Схема обратного водоснабжения с градирней

Расход охлаждающей воды в конденсатор турбины, кг/с:

$$G_{ос} = m \cdot D_k = 50 \cdot 308,697 = 15434,83 \quad (4.1)$$

Необходимая площадь орошения для станции может быть рассчитана по формуле, м²:

$$F = \frac{\lambda \cdot G_{ос} \cdot n}{\rho_g \cdot v_g} = \frac{0,5 \cdot 15434,83 \cdot 2}{1,165 \cdot 0,8} = 16560,977 \quad (4.2)$$

где λ - относительный расход воздуха;

n - число блоков;

ρ_g - плотность воздуха, кг/м³;

v_g - скорость воздуха, м/с.

Были выбраны две градирни на два блока, с площадью орошения 9400 м² каждая.

4.3 Компоновка главного корпуса

Главный корпус – здание, в котором располагается основное и вспомогательное оборудование. Так же он включает в себя турбинный цех, деаэрационное отделение, бункерное отделение, котельный цех, отделение с сооружениями для очистки дымовых газов.

Во всей части зданию в верхней части располагаются мостовые краны, для монтажа и демонтажа оборудования. К турбинному и котельному цехам подводится железная дорога, для транспортировки оборудования.

Разрез главного корпуса представлен на графическом листе.

4.4 Компоновка генерального плана

Генеральный план станции – это план размещения строительных сооружений на территории станции. На генплане находится: главный корпус, химический цех, административный корпус, распределительное устройство, ремонтный цех, топливо-транспортный цех, дымовая труба, градирни, жд/пути, автомобильная дорога и т.д.

Главный корпус располагается в средней части территории всей станции. Справа от него располагается угольный склад, т.к. в Кемеровской области преобладает юго-западный ветер. Выше угольного склада располагаются градирни. Слева от главного корпуса располагается

распределительное устройство, чтобы выпар с градирень не попадал на линии электропередач. На территории станции развита система автомобильных дорог, для перемещения между зданиями. Вход на станцию осуществляется через проходную, которая находится рядом с административным зданием. По периметру территория огорожена забором.

5 Экономическая часть

5.1 Оценка экономической привлекательности

Годовой отпуск электрической энергии с шин станции, МВт·ч:

$$W_{\text{отп}} = W \cdot (1 - a_{\text{сн}}) = 9646560 \cdot (1 - 0,045) = 9212465, \quad (5.1)$$

где $a_{\text{сн}}$ – коэффициент расхода энергии на собственные нужды;

W – выработка электрической энергии на ГРЭС, МВт·ч.

Себестоимость отпущенной электрической энергии, руб./кВт·ч:

$$U_{\text{отп}}^{\text{э}} = \frac{U_{\text{э}} \cdot 1000}{W_{\text{отп}}} = \frac{20030,26 \cdot 1000}{9212465} = 2,174, \quad (5.2)$$

где $U_{\text{э}}$ – эксплуатационные расходы, млн. руб/год.

Себестоимость выработанной электрической энергии, руб./кВт·ч:

$$U_{\text{выр}}^{\text{э}} = \frac{U_{\text{э}} \cdot 1000}{W} = \frac{20030,26 \cdot 1000}{9646560} = 2,076 \quad (5.3)$$

Удельный расход условного топлива на выработанный кВт·ч, кг у.т./кВт·ч:

$$B_{\text{выр}} = \frac{B}{W} = \frac{3016849}{9646560} = 0,313, \quad (5.4)$$

где B – годовой расход условного топлива, т.у.т./год.

Удельный расход условного топлива на отпущенный кВт·ч, кг у.т./кВт·ч:

$$B_{\text{отп}} = \frac{B}{W_{\text{отп}}} = \frac{3016849}{9212465} = 0,327 \quad (5.5)$$

Тариф на отпущенный кВт·ч с учетом планируемой рентабельности в 40%, руб./ кВт·ч:

$$T_3 = (1 + 0,4) \cdot U_{\text{отп}}^3 = (1 + 0,4) \cdot 2,174257 = 3,04 \quad (5.6)$$

Величина выручки от реализации электроэнергии ГРЭС, млн. руб:

$$ВРП = 1000 \cdot T_3 \cdot W_{\text{отп}} = 1000 \cdot 3,04 \cdot 9212465 = 28042,37 \quad (5.7)$$

Полная себестоимость производства и отпуска электроэнергии на ГРЭС, млн. руб:

$$C_{\text{полн}} = \frac{W_{\text{отп}} \cdot U_{\text{отп}}^3}{1000} = \frac{9212465 \cdot 2,174}{1000} = 20030,26 \quad (5.8)$$

Расчет экономической эффективности представлен в таблице 15.

Таблица 15 – Расчет показателей экономической эффективности строительства

Показатель	Расчетный период																
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
Денежный поток	-77160,0																
Стоимость фондов на начало года		77160,0	72016,0	66872,0	61728,0	56584,0	51440,0	46296,0	41152,0	36008,0	30864,0	25720,0	20576,0	15432,0	10288,0	5144,0	
Стоимость фондов на конец года		72016,0	66872,0	61728,0	56584,0	51440,0	46296,0	41152,0	36008,0	30864,0	25720,0	20576,0	15432,0	10288,0	5144,0	0,0	
Среднегодовая стоимость фондов		74588,0	69444,0	64300,0	59156,0	54012,0	48868,0	43724,0	38580,0	33436,0	28292,0	23148,0	18004,0	12860,0	7716,0	2572,0	
Налог на имущество		1640,9	1527,8	1414,6	1301,4	1188,3	1075,1	961,9	848,8	735,6	622,4	509,3	396,1	282,9	169,8	56,6	
Доход от основной деятельности		8491,2	8491,2	8491,2	8491,2	8491,2	8491,2	8491,2	8491,2	8491,2	8491,2	8491,2	8491,2	8491,2	8491,2	8491,2	8491,2
Налогооблагаемая прибыль		6850,2	6963,4	7076,6	7189,8	7302,9	7416,1	7529,3	7642,4	7755,6	7868,8	7981,9	8095,1	8208,3	8321,4	8434,6	
Налог на прибыль		1370,0	1392,7	1415,3	1438,0	1460,6	1483,2	1505,9	1528,5	1551,1	1573,8	1596,4	1619,0	1641,7	1664,3	1686,9	
Чистая прибыль		5480,2	5570,7	5661,3	5751,8	5842,3	5932,9	6023,4	6113,9	6204,5	6295,0	6385,5	6476,1	6566,6	6657,1	6747,7	
ЧДП	-77160,0	10624,2	10714,7	10805,3	10895,8	10986,3	11076,9	11167,4	11257,9	11348,5	11439,0	11529,5	11620,1	11710,6	11801,1	11891,7	
ЧДПНИ	-77160,0	-66535,8	-55821,1	-45015,8	-34120,0	-23133,7	-12056,8	-889,4	10368,5	21717,0	33156,0	44685,6	56305,7	68016,3	79817,4	91709,1	
ДДП	-77160,0	9658,4	8855,2	8118,2	7442,0	6821,7	6252,6	5730,6	5251,9	4812,9	4410,2	4041,0	3702,5	3392,1	3107,6	2846,8	
ДДПНИ	-77160,0	-67501,6	-58646,5	-50528,3	-43086,4	-36264,7	-30012,1	-24281,5	-19029,5	-14216,7	-9806,4	-5765,4	-2062,9	1329,2	4436,9	7283,6	
Норма дисконта	10,0%																
NPV	7283,63																
IRR	0,12																
DPI	1,09																
PP	7,08																
DPP	11,95																
Резерв безопасности	2,0%																

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе был разработан проект строительства Кузбасской ТЭС 1320 МВт. Станция проектируется блочная, в количестве двух блоков. В качестве основного оборудования было выбрано: турбина К-660-247 вместе с генератором ТВФ-660-2.

Для турбины был выполнен расчет принципиальной тепловой схемы. Были найдены параметры пара по отборам, затем построен процесс расширения. Так же выполнялся расчет всех элементов ПТС, найдены параметры воды и пара. Температура питательной воды составила 276,97 °С.

Так как турбина является не серийной, был выполнен расчет эскизных площадей для всех подогревателей. Выбраны насосы в рамках тепловой схемы.

По результатам расчета технико-экономических показателей работы станции были найдены удельные расходы условного топлива на выработку электрической и тепловой энергии, они составили 0,324 кг/кВт·ч и 97,681 кг/ГДж, соответственно.

В рамках выбора котельного агрегата был выбран котел ПП-2100-25,4-270/570. Данный котел представляет собой Т-образную компоновку с кольцевой топкой. Так как котел спроектирован на другой уголь, был выполнен пересчет КПД котла для Кузнецкого каменного угля, выполнен тепловой расчет топочной камеры, для определения теплонапряжения топочного объема, поверхности топки и сечения топки, они составили 125,269 кВт/м³, 310,951 кВт/м² и 4,348 МВт/м², соответственно. Температура на выходе из топки составила 1087,492 °С.

Был произведен расчет занимаемой площади угольного склада для работы станции с необходимым запасом по времени. Выбрано оборудование топливно-транспортного цеха, участвующее в подготовке топлива. Дутьевые вентиляторы выбраны марки ВДОД-41-500-1 в количестве 2 штук, дымосос марки ДОД-43-500, также 2 шт. В рамках мельничного устройства была выбрана мельница валковая МВС-240, с производительностью 36 тонн/час, в количестве 8 штук на котел. Система пылеприготовления выбрана с прямым вдуванием. Так же был произведен выбор золоулавливающей установки, в данном проекте – это золоуловитель типа ЭГВМ2-70-18-6-8 в количестве двух штук на котел.

По результатам расчета вредных выбросов в атмосферу было решено применить для очистки дымовых газов, помимо электрофильтров, установки серо и азото очистки, т.к. полученные значения выбросов не удовлетворяли нормативным. На основе расчетов выбросов вредных веществ была выбрана дымовая труба высотой 200 м и диаметром устья 7,2 м. Также были определены приземные концентрации вредных веществ на различном расстоянии в двух координатах, по оси раструба и перпендикулярно ему.

При выборе схемы технического водоснабжения была выбрана обратная. По необходимому расходу охлаждающей воды были выбраны

градирни, в количестве двух штук на станцию, с площадью орошения 9400 м².

По итогу расчета экономической привлекательности проекта был определен срок окупаемости станции с учетом дисконтирования денежных средств и составил он практически 12 лет, что для энергетики является допустимым.

По результатам расчетов была выполнена 3D модель с помощью SolidWorks.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. 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.
2. Рыжкин, В.Я. Тепловые электрические станции : учебник для вузов / под. ред. В.Я. Гришфельда. – изд. 2-е, перераб. и доп. – Москва : Энергоатомиздат, 1987. – 177 с.
3. Михайленко, С.А. Тепловые электрические станции: учеб. пособие / С.А. Михайленко, А.П. Цыганок. –2-е изд., перераб. и доп.– Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. –300 с.
4. Каталог продукции группы компаний «Силовые машины» : – Российская Федерация, Санкт-Петербург : «Силовые машины», 2020. – 380 с.
5. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (конструкционные характеристики энергетических котельных агрегатов) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2004. – 228 с.
6. Термодинамические свойства воды и водяного пара : официальный сайт. – Красноярск, 2011 – . – URL: <http://www.energyed.ru/> (дата обращения 10.06.2022).
7. 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.
8. Экономика и организация энергетического производства. Определение сметной стоимости ремонта и реконструкции энергооборудования : учебно-методическое пособие / сост. : И. А. Астраханцев, Л. В. Голованова, М. В. Зубова. – Красноярск : Сибирский федеральный университет, 2014.
9. Рожкова, Л.Д. Электрооборудование станций и подстанций: учебник / Л.Д. Рожкова, В.С. Козулин; Издательство “Энергоатомиздат”. – Москва: 1987. – 648 с.
10. Рыжкин, В.Я. Тепловые электрические станции : учебник для вузов / под. ред. В.Я. Гришфельда. – изд. 2-е, перераб. и доп. – Москва : Энергоатомиздат, 1987. – 177 с.
11. Электронный номенклатурный каталог НПО «РУССОЛ» : официальный сайт. – Барнаул, 2016 – . – URL: http://russol.org/tdm_main.php (дата обращения 15.05.2022).

12. Рихтер Л.А. Охрана водного и воздушного бассейнов от выбросов тепловых станций: учеб. Пособие /Л.А. Рихтер, Э.П. Волков, В.Н. Покровский – Москва: Энергоиздат, 1981. 296 с.

13. Росляков, В.Я. Расчет вредных выбросов ТЭСв атмосфреу: учеб. Пособие / П.В. Росляков, Л.Е. Егорова, И.Л. Ионкин. – изд. 2-е, перераб. и доп. – Москва : Издательство МЭИ, 2002 – 84 с.

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

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« 24 »

06 20 22 Г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 - Теплоэнергетика и теплотехника

код-наименование направления

Проект Кузбасской ТЭС 1320 МВт

тема

Руководитель

И.И.И. 24.06.22

подпись, дата

доцент, к.т.н.

должность, ученая степень

П. В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Выпускник

К.А. 24.06.22

подпись, дата

С.А. Кривцов

инициалы, фамилия

Тех. Контроль

И.И.И. 24.06.22

подпись, дата

Е. А. Бойко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

И.И.И. 24.06.22

подпись, дата

П. В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2022

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

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« *ЕА* »

ЕА 20 *22* Г.

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

Студенту Кривцову Сергею Александровичу

фамилия, имя, отчество

Группа ФЭ18-01Б

номер

Направление (специальность) 13.03.01

код

Теплоэнергетика и теплотехника

полное наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект Кузбасской ТЭС
1320 МВт

Утверждена приказом по университету № 3094/с от 24.02.2022

Руководитель ВКР П.В Шишмарев, доцент, к.т.н., кафедра ТЭС

инициалы, фамилия, должность, ученое звание и место работы

Исходные данные для ВКР электрическая мощность – 1320 МВт,
тепловая нагрузка 35 Гкал/ч, размещения – Крапивинский район

Кемеровская область, топливо - каменный уголь ДГ Кузбасского разреза

Перечень разделов Введение, технико-экономическое обоснование
строительства ТЭС, расчетная часть, охрана окружающей среды, общая
часть, экономическая часть

Перечень графического материала

Лист 1. Разрез главного корпуса

Лист 2. Генеральный план

Лист 3. План главного корпуса

Лист 4. Принципиальная тепловая схема турбины К-660-247

Руководитель ВКР


подпись

П.В. Шишмарев

инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению


подпись, инициалы и фамилия студента

С.А. Кривцов

« 06 » июня 20 22 Г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект Кузбасской ТЭС 1320 МВт» содержит 97 страниц текстового документа, 14 иллюстраций, 16 таблиц, 13 использованных источников, 4 листа графического материала.

Ключевые слова: СВЕРХКРИТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПАРА, КОЛЬЦЕВАЯ ТОПКА, ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ, ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ.

Место строительства – Кемеровская область, Крапивинский район.

Цель проекта: проектирование объекта энергосистемы, который поможет выйти региону дефицита электроэнергии, а также дополнительное снабжение населенного пункта тепловой энергией.

В рамках проекта был произведен расчет принципиальной тепловой схемы, укрупненный расчет котельного агрегата. Было выбрано как основное оборудование, так и вспомогательное. Рассчитаны выбросы вредных веществ в атмосферу. Разработан главный корпус и генеральный план, план главного корпуса. Спроектирована схема выдачи мощности и собственных нужд станции. Произведена экономическая оценка проекта.