

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 ГРЭС 3200 МВт на суперсверхкритические параметры пара

тема

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

Красноярск 2019

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.

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

Студенту Казакову Егору Олеговичу

фамилия, имя, отчество

Группа ФЭ15–01Б Направление (специальность) 13.03.01

номер группы

код

Теплоэнергетика и теплотехника

наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект ГРЭС 3200 МВт на суперсверхкритические параметры пара

Утверждена приказом по университету № 5016/с от 16 апр. 2019 г

Руководитель ВКР Е.А. Бойко, д.т.н., профессор, кафедра ТЭС

инициалы, фамилия, должность, ученая степень, место работы

Исходные данные для ВКР Район размещения – Красноярский край;

электрическая мощность – 3200 МВт; топливо – бурый уголь марки 2Б

Перечень разделов ВКР Вводная часть, экономическая часть, расчетная часть

Перечень графического материала

Лист 1. Принципиальная тепловая схема турбины К-800-275

Лист 2. Генеральный план

Лист 3. Разрез главного корпуса

Лист 4. Поперечный разрез котла

Руководитель ВКР

подпись

Е.А. Бойко

инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению

подпись

Е.О. Казаков

инициалы и фамилия

« _____ » _____ 20 ____ г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект ГРЭС 3200 МВт на суперсверхкритические параметры пара» содержит 73 страниц текстового документа, 15 использованных источников, 4 листа графической части.

Ключевые слова: ТУРБОАГРЕГАТ, ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, УХОДЯЩИЕ ГАЗЫ, ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ, БАЙПАС ПВД, ПНД, ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ, ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ, ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ.

Объект выпускной квалификационной работы: блок 800 МВт с котлом Пп-2000-275 и турбиной К-800-275.

Цель работы: разработка блока на суперсверхкритические параметры с применением байпасов ПВД и ПНД, повышение КПД блока.

В процессе работы было приведено экономическое обоснование строительства станции; произведены расчет тепловой схемы, котельного агрегата и технико-экономических показателей станции; выбрано вспомогательное оборудование; рассчитаны выбросы вредных веществ в окружающую среду; разработаны генеральный план и компоновка главного корпуса; выбрана система технического водоснабжения.

В заключении представлены выводы о проделанной работе.

Также результаты работы представлены с помощью пояснительного текста, рисунков, таблиц и чертежей.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	5
1 Экономическая часть	6
1.1 Оценка эффективности строительства ГРЭС	6
1.1.1 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией	6
1.1.2 Расчет себестоимости единицы электроэнергии.....	10
1.1.3 Экономическое обоснование состава основного оборудования по критерию себестоимости энергетической продукции	12
1.1.4 Расчет показателей экономической эффективности ГРЭС... ..	12
1.1.5 Оценка коммерческой эффективности проекта	14
1.2 Обоснование выбора котельного агрегата	15
2 Расчетная часть	17
2.1 Описание тепловой схемы и подготовка данных к расчету.....	17
2.2 Построение процесса расширения пара на i-s диаграмме	19
2.3 Определение параметров по элементам схемы	21
2.4 Определение предварительного расхода пара на турбину.....	24
2.5 Баланс пара и конденсата.....	24
2.6 Расчет объемов, энтальпий воздуха и продуктов сгорания	25
2.6.1 Теоретический объем воздуха и продуктов сгорания	25
2.6.2 Действительный объем продуктов сгорания	26
2.6.3 Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания.....	27
2.7 Коэффициент полезного действия котла.....	29
2.8 Определение расхода топлива на котел	30
2.9 Тепловой расчет топочной камеры	30
2.10 Расчет тепловой схемы.....	35
2.11 Расчет технико-экономических показателей и определение расходов питательной воды и основного конденсата в байпас	39
2.12 Выбор вспомогательного оборудования ПТУ	41
2.12.1 Выбор питательных насосов	41
2.12.2 Выбор конденсатных насосов	42
2.12.3 Выбор циркуляционных насосов	42
2.12.4 Регенеративные подогреватели.....	43
2.12.5 Деаэратор.....	43

2.13	Аэродинамический расчет котла, выбор дымососа и дутьевого вентилятора.....	43
2.13.1	Расчет газового тракта	43
2.13.2	Расчет воздушного тракта.....	57
3	Общая часть	62
3.1	Схема технического водоснабжения	62
3.2	Проектирование топливного хозяйства ГРЭС.....	64
3.2.1	Выбор приемно-разгрузочных устройств	64
3.2.2	Ленточные конвейеры	64
3.2.3	Дробилки	65
3.2.4	Топливные склады.....	66
4	Генеральный план станции	66
5	Компоновка главного корпуса.....	67
6	Охрана окружающей среды	68
6.1	Определение выбросов вредных веществ в атмосферу	68
6.2	Выбор высоты дымовой трубы	70
	Заключение	72
	Список использованных источников	73

ВВЕДЕНИЕ

Тепловые электрические станции (ТЭС) на органическом топливе многие десятилетия остаются основным промышленным источником электроэнергии, обеспечивающим позитивную динамику роста мировой экономики. В настоящее время теплоэнергетика страны находится в сложных условиях непрерывного старения энергетического оборудования. Ситуация усугубляется появлением в ряде регионов дефицита мощности, недостаток которой в ближайшие годы неизбежно отразится на развитии крупных промышленно развитых регионов России. Пылеугольные энергоблоки мощностью 300, 500, 800 МВт на параметры пара перед турбиной 24 МПа, 545 °С были созданы отечественными производителями на передовом научно-техническом уровне во второй половине прошлого века. Данные энергоблоки являются действующими по сей день, хотя они претерпевают физическое и моральное старение.

Наиболее важной проблемой перспективного развития тепловой энергетики мира остается, как и прежде, дальнейшее технологическое совершенствование ТЭС с целью повышения экономичности, надежности и экологической чистоты производства электрической и тепловой энергии.

В качестве одного из решений данной проблемы является создание ГРЭС на суперсверхкритические параметры с энергоблоками по схеме БПЭ. Идея блоков повышенной эффективности заключается в использовании отбора теплоты от энергетических котлов за счет установки дополнительных поверхностей нагрева в конвективных газоходах и, тем самым, снижения температуры уходящих газов. Для охлаждения дополнительных поверхностей нагрева предлагается использовать байпас группы регенеративных подогревателей высокого давления (ПВД), а также обвод части подогревателей системы регенерации низкого давления паровых турбин.

Были рассмотрены ряд зарубежных ТЭС на ССКД таких как:

ТЭС SchwarzePumpe (блок 800 МВт, с параметрами пара 26,8 МПа, 565 °С, КПД 40,8%)

ТЭС Nideraussem (блок 965 МВт, с параметрами пара 27,5 МПа, 580 °С, КПД 45,2%)

ТЭС Neurath (блок 660 МВт, с параметрами пара 29,6 МПа, 600 °С, КПД 43,4%).

После анализа ТЭС прототипом была выбрана станция Nideraussem, которая успешно применяет технологию байпасирования с 2002 г.

1 Экономическая часть

1.1 Оценка эффективности строительства ГРЭС

Требуется рассчитать основные экономические показатели строительства основного и сопоставляемого вариантов ГРЭС. Провести оценку коммерческой эффективности для станции с меньшей себестоимостью по отпуску электрической энергии. Исходные данные представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные

Среднегодовой фонд оплаты труда одного работающего						525206
Обязательные страховые выплаты от ФОТ, %						30,4
Коэффициент удорожания капитальных вложений						118
Средняя норма амортизации станции в целом, %						6,7
Норма отчислений на ремонтное обслуживание от кап. вложений в ТЭС, %						5
Установленная мощность, N_y МВт	Основной агрегат	Количество блоков	Сопоставляемый агрегат	Количество блоков	Вид топлива	Район сооружения
3200	К-800-275	4	К-660-275	5	Уголь	Сибирь
Цена топлива, руб./нат. ед	Ориентировочная теплота сгорания топлива	Топливный эквивалент	Цена за условное топливо	Ориентировочные штатные коэффициенты		
				1 вариант	2 вариант	
922	15280	2,183	422,4	0,45	0,45	

1.1.1 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией

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

$$U_{\text{э}} = U_{\text{т}} + U_{\text{зп}} + U_{\text{а}} + U_{\text{тр}} + U_{\text{пр}} \quad (1)$$

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.

Определяем затраты на топливо:

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

$$T_{\text{р}} = 8760 - T_{\text{рем}} \quad (2)$$

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

Для энергоблоков КЭС 800 МВт $T_{\text{рем}} = 569$ [13]

$$T_p = 8760 - (569 \cdot 4) = 6484$$

Выработка электроэнергии на КЭС, МВт ч:

$$W = N_{\text{уст}} \cdot T_{\text{уст}} \quad (3)$$

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

$T_{\text{уст}}$ – число часов использования установленной мощности, ч, принимается на 400 меньше T_p .

$$T_{\text{уст}} = 6484 - 400 = 6084$$

$$W = 3200 \cdot 6084 = 19468800$$

Средняя нагрузка электростанции, МВт:

$$P_{\text{кэс}} = W/T_p \quad (4)$$

$$P_{\text{кэс}} = \frac{19468800}{6484} = 3002,591$$

где T_p – число часов фактической работы, ч.

Среднегодовая нагрузка энергоблока, МВт:

$$P_{\text{бл}} = P_{\text{кэс}}/n_{\text{бл}} \quad (5)$$

где $n_{\text{бл}}$ – число блоков (см. таблицу 1).

$$P_{\text{бл}} = \frac{3002,591}{4} = 750,648$$

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

$$B_{\text{уст}} = (b_{\text{хх}} \cdot P_{\text{н}} + b_1 \cdot P_{\text{бл}} + (b_2 - b_1) \cdot (P_{\text{бл}} - P_{\text{эк}})) \cdot T_p \cdot n_{\text{бл}} \quad (6)$$

где $b_{\text{хх}}$ – удельный расход условного топлива на холостой ход агрегата: Для агрегата К-800-275: $b_{\text{хх}} = 0,0244$, для К-660-275 $b_{\text{хх}} = 0,0225$ из таблицы А.3 [13].

b_1 и b_2 – относительный прирост расхода топлива соответственно до точки экономической мощности и в зоне перегрузки; Для агрегата К-800-275: $b_1 = 0,289$, $b_2 = 0,289$, для К-660-275 $b_1 = 0,296$, $b_2 = 0,314$ из таблицы А.3 [13].

$P_{\text{ЭК}}$ и $P_{\text{Н}}$ – экономическая и номинальная мощности, МВт; Для К-800-275 $P_{\text{ЭК}} = 800$ МВт и $P_{\text{Н}} = 800$ МВт, а для блока К-660-275 $P_{\text{ЭК}} = 187$ МВт и $P_{\text{Н}} = 200$ МВт из табл. А.3 [13].

$$V_{\text{уст}} = 6132753,92$$

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

$$V_{\text{неуст}} = V_{\text{п6-10ч}} \cdot n_{\text{п6-10ч}} \cdot n_{\text{бл}} + V_{\text{пх.с}} \cdot n_{\text{пх.с}} \cdot n_{\text{бл}} \quad (7)$$

где $V_{\text{п6-10ч}}$ и $V_{\text{пх.с}}$ – пусковые потери соответственно при останове на 6–10 часов, и при пуске из холодного состояния; Для К-800-275 $V_{\text{п6-10ч}} = 85$, $V_{\text{пх.с}} = 400$, для К-660-275 $V_{\text{п6-10ч}} = 20$, $V_{\text{пх.с}} = 60$ из таблицы А.4 [13].

$n_{\text{п6-10ч}}$ и $n_{\text{пх.с}}$ – число пусков и остановов соответственно на 6 – 10 часов и из холодного состояния. Принимаем $n_{\text{п6-10ч}} = 10$, $n_{\text{пх.с}} = 2$

$$V_{\text{неуст}} = 85 \cdot 10 \cdot 4 + 400 \cdot 2 \cdot 4 = 6600$$

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

$$V = V_{\text{уст}} + V_{\text{неуст}} \quad (8)$$

$$V = 6132753,92 + 6600 = 6139353,92$$

Затраты на топливо, млн. руб./год:

$$U_{\text{т}} = \text{Ц} \cdot V \cdot 10^{-6} \quad (9)$$

$$U_{\text{т}} = 422,4 \cdot \frac{6139353,92}{1000000} = 2593,154$$

где Ц – цена топлива, руб./т.у.т. (см. таблицу 1).

Определяем расходы на оплату труда:

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

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

$$U_{\text{зп}} = 3200 \cdot 0,45 \cdot \frac{525206}{1000000} = 756,297$$

где $n_{\text{у}}$ – штатный коэффициент, чел./МВт (см. таблицу 1);

$\Phi_{\text{зп}}$ – средняя зарплата одного работника за год (см. таблицу 1).

Определяем амортизационные отчисления:

Размер амортизационных отчислений, млн. руб./год:

$$U_a = K \cdot N_a, \quad (11)$$

где N_a – средняя норма амортизации станции в целом (см. табл. 1);
 K – капитальные вложения в ТЭС, млн. руб./год:

$$K = (K' + K_{\text{бл}} \cdot (n_{\text{бл}} - 1)) \cdot d_i \cdot k_{\text{уд}}, \quad (12)$$

где K' и $K_{\text{бл}}$ – капитальные вложения, связанные с установкой одного блока головного и каждого последующего, млн. руб.; Принимаем по таблице А.1 [13] для К-800-275 $K' = 127,05$, $K_{\text{бл}} = 83,89$; для К-660-275 $K' = 49,23$, $K_{\text{бл}} = 23,97$
 d_i – коэффициент, учитывающий район размещения; для Сибири 1,2;
 $k_{\text{уд}}$ – коэффициент удорожания в ценах текущего года (см. таблицу 1).

$$K = (127,05 + 83,89 \cdot (4 - 1)) \cdot 1,2 \cdot 118 = 107627$$

$$U_a = 107627 \cdot 0,067 = 3592,99$$

Определяем расходы на ремонт:

Расходы по ремонту, млн. руб./год:

$$U_{\text{тр}} = K \cdot N_{\text{тр}}, \quad (13)$$

$$U_{\text{тр}} = 107627 \cdot 0,05 = 2681,34$$

где $N_{\text{тр}}$ – норма отчислений на ремонтное обслуживание от капитальных вложений в ТЭС (см. таблицу 1).

Определяем затраты на прочие расходы:

К прочим расходам относятся:

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

Их величина принимается 20 – 30 % от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату, с учётом страховых взносов, млн. руб./год:

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (U_a + U_{\text{тр}} + U_{\text{зп}}) + \text{СОЦ}, \quad (14)$$

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (3592,99 + 2681,34 + 756,297) = 1636,04$$

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

$$\text{СОЦ} = H_{\text{св}} \cdot U_{\text{зп}}, \quad (15)$$

$$\text{СОЦ} = 30,4 \cdot \frac{756,297}{100} = 229,91$$

где $H_{\text{св}}$ – норматив страховых взносов, доли (см. таблицу 1);

Для оценки достоверности расчётов определяется удельный вес топливной составляющей себестоимости:

$$T_{\text{уд.в}} = U_{\text{т}}/U_{\text{э}}, \quad (16)$$

$$U_{\text{э}} = U_{\text{т}} + U_{\text{зп}} + U_{\text{а}} + U_{\text{тр}} + U_{\text{пр}} = 11259,82$$

$$T_{\text{уд.в}} = \frac{2593,154}{11259,82} = 0,23$$

1.1.2 Расчет себестоимости единицы электроэнергии

Годовой отпуск электроэнергии с шин станции, МВт·ч:

$$W_{\text{отп}} = W \cdot (1 - a_{\text{сн}}), \quad (17)$$

где $a_{\text{сн}}$ – коэффициент расхода электроэнергии на собственные нужды станции, принимаем для энергоблока К-800-275 $a_{\text{сн}} = 4\%$, для К-660-275 $a_{\text{сн}} = 6\%$ по таблице А.5 [13].

$$W_{\text{отп}} = 19468800 \cdot (1 - 0,04) = 18709517$$

Себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт·ч:

$$U_{\text{отп}}^{\text{э}} = U_{\text{э}}/W_{\text{отп}}, \quad (18)$$

$$U_{\text{отп}}^{\text{э}} = \frac{11259,82 \cdot 1000}{18709517} = 0,6018$$

Себестоимость выработанной энергии, руб./кВт·ч:

$$U_{\text{выр}}^{\text{э}} = U_{\text{э}}/W_{\text{э}}, \quad (19)$$

$$U_{\text{выр}}^{\text{э}} = \frac{11259,82 \cdot 1000}{19468800} = 0,5784$$

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

$$B_{\text{выр}} = B/W, \quad (20)$$

$$B_{\text{выр}} = \frac{6139353,92 \cdot 1000}{19468800} = 315,34$$

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

$$B_{\text{отп}} = B/W_{\text{отп}}, \quad (21)$$

$$B_{\text{отп}} = \frac{6139353,92 \cdot 1000}{18709517} = 328,1407$$

При расчете сопоставляемого блока принимаем $W_{\text{отп}}^{\text{осн}} = W_{\text{отп}}^{\text{соп}}$, тогда выработка электроэнергии на ГРЭС, МВт·ч:

$$W = W_{\text{отп}}/(1 - a_{\text{сн}}), \quad (22)$$

Число часов использования установленной мощности, ч:

$$T_{\text{уст}} = W/N_{\text{уст}}, \quad (23)$$

Число часов работы основного оборудования, т. е. календарное время за вычетом времени простоя в капитальном и текущем ремонте, час/год, принимается на 400 больше $T_{\text{уст}}$.

Расчет остальных технико-экономических показателей для сопоставляемого блока производится без изменения по формулам (1) – (23).

Результаты расчета ТЭП блоков представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты расчета ТЭП

Наименование величины	К-800-275	К-660-275
Число часов работы основного оборудования, ч/год	6484	6633
Число часов использования установленной мощности, ч	6084	6233
Выработка установленной мощности на КЭС, МВт·ч	19468800	1994618
Средняя нагрузка электростанции, МВт	3002,591	3007,031
Среднегодовая нагрузка энергоблока, МВт	750,648	187,939
Годовой расход топлива блоками КЭС на выработку электрической нагрузки в установившемся режиме, т.у.т./год	6132753,92	6383452,947
Потери топлива в неуставившемся режиме, т.у.т./год	6600	5120
Годовой расход топлива на КЭС, т.у.т./год	6139353,92	6388572,947
Затраты на топливо, млн. руб./год	2593,154	2698,42
Расходы по оплате труда, млн. руб./год	756,297	756,297
Амортизационные отчисления, млн. руб./год	3592,99	3878,178
Капитальные вложения, млн. руб./год	107627	126334
Расходы по ремонтному обслуживанию, млн. руб./год	2681,34	2894,16
Страховые взносы во внебюджетные фонды, млн. руб./год	229,91	229,91
Прочие расходы, млн. руб./год	1636,04	1735,64
Удельный вес топливной составляющей себестоимости, %	0,230	0,226
Эксплуатационные расходы, млн. руб./год	11259,82	11962,7
Годовой отпуск электроэнергии с шин станции, МВт·ч	18709517	18709517
Себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт·ч:	0,6018	0,6394

Окончание таблицы 2

Наименование величины	К-800-275	К-660-275
Себестоимость выработанной энергии, руб./кВт·ч	0,5784	0,5997
Удельный расход условного топлива на выработанный кВт·ч, кг у.т./кВт·ч	315,34	320,29
Удельный расход условного топлива на отпущенный кВт·ч, кг у.т./кВт·ч	328,14	341,46

Сравнивая показатели удельных расходов условного топлива и себестоимости отпущенной и выработанной энергии приходим к выводу что первый вариант (К-800-275) следует считать рекомендуемым.

1.1.3 Экономическое обоснование состава основного оборудования по критерию себестоимости энергетической продукции

По показателю проектной себестоимости определяется предпочтительный вариант строительства ГРЭС, который становится рекомендуемым.

Экономическое обоснование предполагает расчет потенциального макроэкономического эффекта в результате снижения себестоимости производства электроэнергии по рекомендуемому варианту.

Экономический эффект на уровне станции составит, млн.руб./год:

$$\mathcal{E}_{\text{х.р.}} = (U_{\text{рек}}^{\text{отп}} - U_{\text{соп}}^{\text{отп}}) \cdot W_{\text{отп}}, \quad (24)$$

где $U_{\text{рек}}^{\text{отп}}$ – себестоимость единицы отпущенной электроэнергии по рекомендуемому варианту, руб./кВт·ч (см. таблицу 2);

$U_{\text{соп}}^{\text{отп}}$ – себестоимость единицы отпущенной электроэнергии по сопоставляемому варианту, руб./кВт·ч (см. таблицу 2);

$W_{\text{отп}}$ – годовой отпуск электроэнергии по рекомендуемому варианту, МВт·ч (см. таблицу 2).

$$\mathcal{E}_{\text{х.р.}} = (0,6018 - 0,6394) \cdot \frac{18709517}{1000} = -702,9$$

Отрицательный результат свидетельствует о том, что первый вариант (агрегат К-800-275) является предпочтительным для строительства ГРЭС.

1.1.4 Расчет показателей экономической эффективности ГРЭС

Эффективность инвестиционного проекта характеризуется системой экономических показателей, отражающих соотношение связанных с проектом затрат и результатов, и позволяющих судить об экономической привлекательности проекта для его участников, об экономических преимуществах одних проектов над другими.

Показатели эффективности могут определяться разными методами. Статические методы не учитывают изменения движения капитала в течение времени осуществления проекта, методы дисконтирования позволяют учесть неравноценность одинаковых сумм поступлений и платежей, относящихся к разным периодам времени осуществления проекта.

Тариф на отпущенный МВт·ч с учетом планируемой рентабельности (40%), руб./МВт·ч:

$$T_э = (1 + P) \cdot U_{отп}, \quad (25)$$

$$T_э = (1 + 0,4) \cdot 0,6018 = 0,84$$

Выручка от реализации электрической энергии от КЭС составит, млн. руб.:

$$ВРП = T_э \cdot W_{отп}, \quad (26)$$

$$ВРП = 0,84 \cdot \frac{18709517}{1000} = 15764$$

Доход от основной деятельности, млн. руб.:

$$D_{осн} = ВРП - C_{полн}, \quad (27)$$

$$C_{полн} = U_{отп} \cdot W_{отп} = 0,6018 \cdot \frac{18709517}{1000} = 11260$$

$$D_{осн} = 15764 - 11260 = 4504$$

где $C_{полн}$ – полная себестоимость производства и отпуска электроэнергии с КЭС, млн. руб.

Налог на прибыль по ставке 20% составит, млн. руб.:

$$H_{пр} = D_{осн} \cdot 0,2, \quad (28)$$

$$H_{пр} = 4504 \cdot 0,2 = 901$$

Чистая прибыль, млн. руб.:

$$ЧП = D_{осн} - H_{пр}, \quad (29)$$

$$ЧП = 4504 - 901 = 3603$$

Чистый денежный поток, млн. руб.:

$$ЧДП = ЧП + U_a, \quad (30)$$

$$ЧДП = 3603 + 3593 = 7196$$

Чистый денежный поток нарастающим итогом, млн. руб.:

$$\text{ЧДПНИ}_t = \text{ЧДПНИ}_{t-1} + \text{ЧДП}_t, \quad (31)$$

В нулевой год принимается равным капитальным затратам со знаком минус.

Дисконтированный денежный поток, млн. руб.:

$$\text{ДДП}_t = \frac{\text{ЧДП}_t}{(1+r)^t}, \quad (32)$$

где r – норма дисконта для КЭС принимается равной $r = 10\%$.

Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом, млн. руб.:

$$\text{ДДПНИ}_t = \text{ДДПНИ}_{t-1} + \text{ДДП}_t, \quad (33)$$

Жизненный цикл проекта составляет 15 лет. Расчёт показателей эффективности инвестиций в рекомендуемый вариант строительства КЭС сводится в таблицу 3.

1.1.5 Оценка коммерческой эффективности проекта

Чистый дисконтированный доход проекта NPV:

$$NPV = \sum \frac{P_k}{(1+r)^k} - \sum \frac{IC_k}{(1+r)^n} = 1108 \quad (34)$$

Дисконтированный индекс доходности DPI:

$$DPI = \frac{NPV}{\left| \sum \frac{IC_0}{(1+r)^n} \right|} + 1 = 1,35 \quad (35)$$

Простой срок окупаемости:

$$PP = 6 + \frac{3254}{7196} = 6,45 \quad (36)$$

Дисконтированный срок окупаемости DPP:

$$DPP = 11 + \frac{1887}{2293} = 11,82 \quad (37)$$

Внутренняя норма доходности IRR:

$$IRR = r_1 + \frac{f(r_1)}{f(r_1) - f(r_2)} \cdot (r_2 - r_1) = 10\% \quad (38)$$

После определения критериев оценки эффективности проекта можно сделать следующие выводы: проект является умеренно рисковым, является доходным так как индекс доходности превышает 1,3, со сроками окупаемости: простой срок окупаемости составил 7,45 лет, дисконтированный – 11,82 лет.

Таблица 3 – Расчёт показателей эффективности инвестиций в рекомендуемый вариант строительства КЭС

Показатели	Расчетный период															
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Денежный поток от инвестиционной деятельности компании	-107627															
Денежный поток от основной деятельности		10003	10003	10003	10003	10003	10003	10003	10003	10003	10003	10003	10003	10003	10003	10003
ЧДП	-107627	16196	16196	16196	16196	16196	16196	16196	16196	16196	16196	16196	16196	16196	16196	16196
ЧДПНИ	-107627	-91431	-75235	-59039	-42843	-26647	-10450	5745	21941	38137	54333	70529	86725	10291	119117	135313
ДДП	-107627	14724	13385	12168	11062	10056	9142	8311	7556	6869	6244	5677	5161	4691	4265	3877
ДДПНИ	-107627	-92903	-79518	-67350	-56288	-46231	-37089	-28778	-21223	-14354	-8110	-2433	2728	7419	11684	15561

1.2 Обоснование выбора котельного агрегата

В данном дипломном проекте был выбран котел башенной компоновки с кольцевой топкой, что обусловлено несколькими причинами.

Особенностями углей Канско-Ачинского бассейна, являются высокая теоретическая температура горения и повышенная склонность к шлакованию и загрязнению топочных и пароперегревательных поверхностей нагрева. Для обеспечения высокой надёжности и экономичности пылеугольного котла, работающего на таких углях, принимаются умеренные теплонапряжения и сравнительно низкие температуры газов в топочной камере.

Опыт работы котлов на бурых углях показывает, что для обеспечения надёжной беспылаковой работы топки должна обеспечиваться равномерность распределения температуры по сечению топочной камеры. Соблюдение вышеуказанных требований, с учетом необходимости сжигания бурых углей с повышенной влажностью и высокой теоретической температурой горения, является весьма сложной задачей.

Продукты сгорания при башенной компоновке котла в топке и конвективной шахте движутся только вверх. При его выполнении отпадает необходимость в сложном вертикальном газоходе и поворотной камере, а вертикальный конвективный газоход является продолжением топочной камеры.

Башенную компоновку поверхностей нагрева целесообразно применять при сжигании бурых углей с абразивной золой. Ее основное преимущество при сжигании таких топлив – равномерное поле скоростей, температур продуктов сгорания и концентрации золы, что связано с отсутствием поворотов продуктов сгорания, присущих, например в Т-образной компоновке, а следовательно, меньший износ труб поверхностей нагрева и меньшие затраты на ремонт поверхностей нагрева.

Башенная компоновка имеет значительные преимущества по сравнению с другими при сжигании сильно шлакующих топлив. Она позволяет конструировать топку меньших размеров и, следовательно, увеличить температурные напоры в поверхностях за ней. В результате уменьшается общая металлоемкость котла.

Очевидно, что при башенной компоновке упрощаются узлы цельносварной мембранной коробки экранов, так как отсутствуют некоторые стыки панелей с различной температуры среды (например, экранов топки и горизонтального газохода, экранов горизонтального и опускного газохода), конструкция перепускной системы и всей схемы пароводяного тракта. Кроме того, как показывает мировая тенденция, башенная компоновка занимает меньшую площадь и объем здания, имеет лучшую компоновку горелок, пылевоздухопроводов и мельниц при прямом вдувании.

Кольцевая топка представляет дальнейшее развитие тангенциальных топок, отличительной особенностью которых является вихревой характер течения газов. Продукты сгорания в такой топке движутся сравнительно узким спирально-вихревым потоком в пристенной области топки, а в центральной (приосевой) области топки по всей ее высоте практически отсутствует активное движение факела. При таком решении вращающийся факел оказывается зажатым в кольцевом пространстве между внутренними и наружными экранами, в результате чего условия смешения, выгорания и теплообмена в таком топочном объеме становятся другими по сравнению с традиционными топками. Проведённые сравнительные исследования цилиндрической и многогранной кольцевых камер показали, что при восьмигранном сечении аэродинамика кольцевой топки близка к течению в цилиндрической кольцевой камере.

Использование кольцевой топки позволяет: снизить высоту котла на 30÷40%; уменьшить металлоёмкость и, следовательно, стоимость поверхности нагрева котла с кольцевой топкой на 20%; повысить надёжность работы

экранных панелей топки за счёт более высокой равномерности их тепловосприятости по периметру топки; уменьшить загрязнение и шлакование топки за счёт снижения температурного уровня в топке; снизить выбросы NOx за счёт снижения температуры, интенсификации смесеобразования и внутренней рециркуляции.

2 Расчетная часть

2.1 Описание тепловой схемы и подготовка данных к расчету

Принципиальная тепловая схема станции с турбинами К-800-275 приведена на рисунке 1.

Система регенерации состоит из пяти подогревателей низкого давления (подогреватели поверхностного типа) и трех подогревателей высокого давления. Слив конденсата из подогревателей высокого давления (ПВД) – каскадный в деаэратор. Слив конденсата из ПНД – 4 каскадный в ПНД – 5, из 5 в 6 и так далее до ПНД-8. В схеме используется прямоточный котел с двумя промежуточными пароперегревателями.

Таблица 4 – Заводские данные для турбины К-800-275

Наименование параметра	Значение
Электрическая мощность, МВт	800
Давление, МПа	27,5
Температура, °С	580
Давление в конденсаторе турбины, МПа	0,0035
Число отборов пара на регенерацию	9
Давление в отборах, МПа	$P_{OT1} = 8,256$
	$P_{OT2} = 5,54$
	$P_{OT3} = 2,6$
	$P_{OT4} = 1,264$
	$P_{OT5} = 0,62$
	$P_{OT6} = 0,332$
	$P_{OT7} = 0,194$
	$P_{OT8} = 0,078$
	$P_{OT9} = 0,023$

Расчётные значения внутреннего относительного КПД по отсекам:

Цилиндра высокого давления: $\eta_{oi}^{ЦВД} = 86\%$;

Цилиндра среднего давления: $\eta_{oi}^{ЦСД} = 88\%$.

Цилиндра низкого давления: $\eta_{oi}^{ЦНД} = 84\%$.

КПД дросселирования по отсекам:

Цилиндра высокого давления: $\eta_{op}^{ЦВД} = 94,9\%$;

2.2 Построение процесса расширения пара на i-s диаграмме

Находим на i-s диаграмме точку A_0 . С учётом дросселирования пара в регулирующих органах ЦВД давление пара на входе в проточную часть составляет, МПа:

$$P'_0 = P_0 \cdot \eta_{op}^{цвд} = 27,5 \cdot 0,949 = 26,098. \quad (38)$$

Теоретический процесс расширения пара от давления P_0 до давления $P_{от1}$, соответствующего давлению за ЦВД, изображается линией $A'_0 B_0$. При действительном процессе расширения энтальпию пара в точке “В” можно определить, кДж/кг:

$$i_B = i_{A_0} - (i_{A_0} - i_{B_0}) \cdot \eta_{oi}^{цвд}, \quad (39)$$

где $i_{B_0} = 3069,286$ кДж/кг - энтальпия пара в конце теоретического процесса расширения;

$i_{A_0} = 3408,063$ кДж/кг - энтальпия перегретого пара; $\eta_{oi}^{цвд} = 0,86$ - внутренний относительный коэффициент полезного действия цилиндра высокого давления.

$$i_B = i_{A_0} - (i_{A_0} - i_{B_0}) \cdot \eta_{oi}^{цвд},$$

$$i_B = 3408,063 - (3408,063 - 3069,286) \cdot 0,86 = 3116,715$$

Точку С определим с учетом потери давления в промперегреве $P_{пп} = 9,5\%$ и потери от дросселирования пара в регулирующих органах ЦСД, МПа:

$$P = P_{от1} \cdot \Delta P \cdot \eta_{цсд} \quad (40)$$

$$P = 8,256 \cdot (1 - 0,095) \cdot 0,95 = 7,091$$

$\eta_{цсд} = 0,95$ – потери от дросселирования в цилиндре среднего давления.

$$i_D = i_C - (i_C - i_{D_0}) \cdot \eta_{oi}^{цсд},$$

$$i_D = 3602,265 - (3602,265 - 3260,226) \cdot 0,88 = 3301,271$$

где $i_C = 3602,265$ кДж/кг – энтальпия пара за первым промежуточным перегревом,

$i_{D_0} = 3260,226$ кДж/кг – теоретическая энтальпия пара соответствующая третьему отбору;

$\eta_{oi}^{цсд} = 0,88$ – внутренний относительный КПД цилиндра среднего давления.

Точку Е определим с учетом потери давления в промперегреве $P_{пп} = 9,5\%$

$$P = 2,6 \cdot (1 - 0,095) = 2,353$$

$$i_F = i_E - (i_E - i_{F_0}) \cdot \eta_{oi}^{ucd},$$

$$i_F = 3642,872 - (3642,872 - 3023,104) \cdot 0,88 = 3097,476$$

где $i_E = 3642,872$ кДж/кг – энтальпия пара за вторым промежуточным перегревом,

$i_{F_0} = 3023,104$ кДж/кг – теоретическая энтальпия пара соответствующая третьему отбору;

$\eta_{oi}^{ucd} = 0,88$ – внутренний относительный КПД цилиндра среднего давления.

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

$$P = P_{отб} \cdot \eta_{др}^{цнд} = 0,332 \cdot 0,97 = 0,322.$$

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

Энтальпия в точке G, кДж/кг:

$$i_G = i_F - (i_F - i_{G_0}) \cdot \eta_{oi}^{цнд},$$

$$i_G = 3097,476 - (3097,476 - 2309,134) \cdot 0,84 = 2435,269.$$

где $i_{F'} = 3097,476$ кДж/кг – энтальпия пара перед цилиндром низкого давления,

$i_{G_0} = 2309,134$ кДж/кг – теоретическая энтальпия пара за ЦНД при давлении в конденсаторе $P_K = 0,0035$ МПа;

$\eta_{oi}^{цнд} = 0,84$ – внутренний относительный КПД цилиндра низкого давления.

Процесс расширения пара в турбине представлен на рисунке 2.

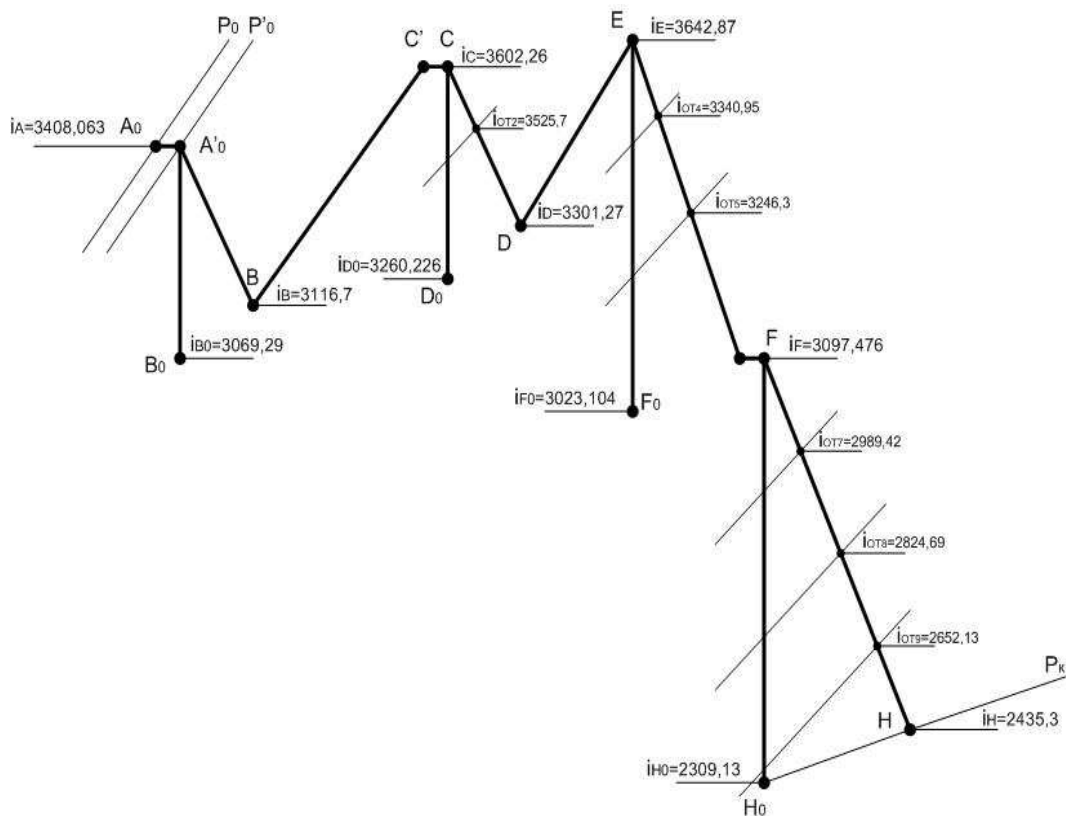


Рисунок 2– Процесс расширения пара в турбине

2.3 Определение параметров по элементам схемы

Потерю давления в паропроводах на пути от отбора турбины до подогревателя принимаем 5%.

Давление пара у подогревателя ПВД-1 с учетом потерь в паропроводе, МПа,

$$P_{\text{ПВД1}} = 8,256 \cdot 0,95 = 7,843 \text{ МПа.}$$

Температура насыщения греющего пара, °С:

$$t_{\text{H}} = 293,628.$$

Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{H}} = 1309,51.$$

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

$$t_{\text{ПВ}} = t_{\text{H}} - \vartheta_{\text{ПВД}} = 290$$

Энтальпия питательной воды, кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{пв}} = t_{\text{пв}} \cdot C_{\text{в}} = 290 \cdot 4,186 = 1213,94.$$

Энтальпия греющего пара (из i - S -диаграммы), кДж/кг:

$$i_{\text{отб}} = 3116,715.$$

Использованный теплоперепад турбиной до отбора на ПВД-7, кДж/кг:

$$h = i_0 - i_{\text{отб}} = 3408,063 - 3116,715 = 291,348.$$

Аналогично рассчитываем параметры по другим элементам схемы. Результаты расчета сводим в таблицу 5

Таблица 5– Параметры элементов тепловой схемы

Величина	Элемент схемы										
	ПВД-1	ПВД-2	ПВД-3	ТПН	Д	ПНД-4	ПНД-5	ПНД-6	ПНД-7	ПНД-8	Конд.
Давление в отборе, МПа	8,256	5,54	2,6	1,264	1,264	0,62	0,332	0,194	0,078	0,023	0,0035
Энтальпия в отборе, кДж/кг	3116,715	3525,7	3301,27	3340,95	3443,68	3246,3	3097,476	2989,42	2824,69	2652,13	2435,27
Давление в подогревателе	7,843	5,263	2,47	1,201	0,75	0,589	0,315	0,184	0,074	0,0219	0,0035
Температура конденсата греющего пара	293,628	267,16	223,315	188	167,75	158,11	135,2	117,56	91,4	62,034	25,8
Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг	1309,511	1170,72	959	798,67	709,38	667,367	568,61	493,568	382,86	259,663	108,2
Температура за подогревателем пит. воды/осн.конд.	290	265,16	221,315	186	167,75	154,11	131,2	113,56	87,4	58,034	25,8
Энтальпия за подогревателем основного конденсата, кДж/кг	1213,94	1109,985	926,425	778,6	709,38	645,109	549,19	475,51	365,86	242,93	108,2
Использованный теплоперепад, кДж/кг	291,35	367,92	592,34	791,53	791,53	988,92	1137,74	1245,8	1410,5	1583,08	1799,95

2.4 Определение предварительного расхода пара на турбину

Примем коэффициент регенерации $K_p = 1,255$.

Расход пара на одну турбину, кг/с:

$$D_T = K_p \cdot \left(\frac{W_{\text{э}}}{H_i \cdot \eta_{\text{эм}}} + y_{\text{тпн}} \cdot D_{\text{тпн}} \right), \quad (41)$$

где $H_i = 1799,95$ - теплоперепад, срабатываемый турбиной, кДж/кг;

$\eta_{\text{эм}} = 0,99$ - электромеханический КПД.

Коэффициент недоиспользования мощности пара отбором на привод питательного насоса:

$$y_{\text{тпн}} = \frac{i_{\text{тпн}} - i_k}{i_0 - i_k + q} = \frac{3443,68 - 2435,27}{3408,063 - 2435,27 + 532,98} = 0,67$$

где $q = 532,98$ кДж/кг – теплота, сообщаемая пару в промежуточном пароперегревателе

где $i_{\text{тпн}}$ – энтальпия пара на ТПН из таблицы 2, кДж/кг;

$$D_T = 1,255 \cdot \left(\frac{800000}{1799,95 \cdot 0,99} + 0,67 \cdot 24,88 \right) = 584,338$$

2.5 Баланс пара и конденсата

Расход пара на эжектор принят 0,5 % от расхода пара на турбину, кг/с:

$$D_{\text{эж}} = 0,005 \cdot D_T = 0,005 \cdot 584,338 = 2,92 \quad (42)$$

Расход пара на уплотнение турбины, кг/с:

$$D_{\text{упл}} = 0,01 \cdot D_T = 0,01 \cdot 584,338 = 5,843 \quad (43)$$

Утечки пара и конденсата, кг/с:

$$D_{\text{ут}} = 0,011 \cdot D_T = 0,011 \cdot 584,338 = 6,428 \quad (44)$$

Расход пара на собственные нужды, кг/с:

$$D_{\text{сн}} = 0,024 \cdot D_T = 0,024 \cdot 584,338 = 14,024 \quad (45)$$

Расход перегретого пара, кг/с:

$$D_{\text{пе}} = D_T + D_{\text{эж}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}}, \quad (46)$$

$$D_{\text{пе}} = 584,338 + 2,922 + 5,843 + 6,428 + 14,024 = 613,55$$

Т.к. котел прямоточный, то потерь с продувочной водой нет и расход перегретого пара равен расходу питательной воды, $D_{\text{пе}} = G_{\text{пв}}$.

2.6 Расчет объемов, энтальпий воздуха и продуктов сгорания

2.6.1 Теоретический объем воздуха и продуктов сгорания

По проекту тепловая станция расположена в Бородинском районе, и в качестве топлива выбран Бородинский бурый уголь со следующими характеристиками:

Таблица 5 - Расчетные характеристики топлива

Бассейн, месторождение	Марка топлива	Состав рабочей массы топлива, %							Выход летучих, %	Теплота сгорания, кДж/кг	Температурные характеристики золы		
		W^p	A^p	S^p	C^p	H^p	N^p	O^p			t_1	t_2	t_3
Бородинский	2Б	33	7,4	0,2	42,6	3	0,6	13,2	47	15280	1180	1210	1230

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

$$V_B^0 = 0,0889(C^p + 0,375 \cdot S^p) + 0,265 \cdot H^p - 0,0333 \cdot O^p \quad (47)$$

где C^p – количество углерода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 5);
 S^p – количество серы на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 5);
 H^p – количество водорода на рабочую массу топлива, % (см. табл. 5);
 O^p – количество кислорода на рабочую массу топлива, % (см. табл.5);

$$V_B^0 = 0,0889(42,6 + 0,375 \cdot 0,2) + 0,265 \cdot 3 - 0,0333 \cdot 13,2 = 4,149$$

Объем азота, м³/кг, определяется по следующему выражению:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + 0,8 \cdot \frac{N^p}{100} \quad (48)$$

где V_B^0 – теоретически необходимый объем воздуха при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, м³/кг;

N^p – количество азота на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 5);

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 4,149 + 0,8 \cdot \frac{0,6}{100} = 3,283$$

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

$$V_{RO_2} = 1,866 \frac{C^P + 0,375 \cdot S^P}{100} \quad (49)$$

где C^P – количество углерода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 5);
 S^P – количество серы на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 5).

$$V_{RO_2} = 1,866 \frac{42,6 + 0,375 \cdot 0,2}{100} = 0,796$$

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

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H^P + 0,0124 \cdot W^P + 0,0161 \cdot V_B^0 \quad (50)$$

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.

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot 3 + 0,0124 \cdot 33 + 0,0161 \cdot 4,149 = 0,809 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Суммарный объем дымовых газов, м³/кг, находим по формуле:

$$V_r^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2} + V_{H_2O}^0 \quad (51)$$

$$V_r^0 = 0,796 + 3,283 + 0,809 = 4,88 \text{ м}^3/\text{кг}$$

2.6.2 Действительный объем продуктов сгорания

Значение коэффициента избытка воздуха на выходе из топки выбирается в зависимости от вида сжигаемого топлива и топочного устройства.

$$\alpha_T = 1,2$$

Присосы холодного воздуха по газоходам парогенератора принимаются следующими:

$\Delta\alpha_{пл} = 0,04$ – присос холодного воздуха в пылесистеме;

$\Delta\alpha_T = 0,08$ – присос холодного воздуха в топке;

$\Delta\alpha_{пп} = 0,03$ – присос холодного воздуха в пароперегревателе;

$\Delta\alpha_{ВЭК} = 0,02$ – присос холодного воздуха в водяном экономайзере;

$\Delta\alpha_{ВЗП} = 0,03$ – присос холодного воздуха в воздухоподогревателе.

Объем газов, их масса, а также концентрация угольной пыли, подсчитанные для различных участков газохода, занесены в таблицу 6.

Таблица 6 – Объёмы продуктов сгорания, объёмные доли трехатомных газов

Название величины и ее обозначение	Топка	КПП1	КПП 2 ПП2	КПП 2ПП1	КПП 2	КПП 1ПП2	КПП 1ПП1	ВЭК	ВЗП, Бпвд, Бпнд
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева $\alpha'' = \alpha_{\Gamma} + \sum \alpha_i$	1,2	1,23	1,26	1,29	1,31	1,34	1,39	1,41	1,41
Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева $\alpha_{\text{ср}}$	1,2	1,215	1,245	1,275	1,3	1,325	1,365	1,39	1,39
Объём водяных паров, $\text{м}^3 / \text{кг}$ $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha_{\text{ср}} - 1) \cdot V_{\text{В}}^0$	0,822	0,824	0,826	0,828	0,83	0,832	0,835	0,836	0,836
Полный объём газов, $\text{м}^3/\text{кг}$, $V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1,016 \cdot (\alpha_{\text{ср}} - 1) \cdot V_{\text{В}}^0$	5,731	5,858	5,984	6,11	6,195	6,321	6,53	6,616	6,616
Объёмная доля трёхатомных газов $r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_{\Gamma}$	0,139	0,136	0,133	0,13	0,129	0,126	0,122	0,12	0,12
Объёмная доля водяных паров $r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_{\Gamma}$	0,109	0,107	0,105	0,103	0,102	0,1	0,097	0,096	0,096
Суммарная объёмная доля $r_{\text{п}} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0,282	0,277	0,271	0,266	0,262	0,258	0,25	0,247	0,247
Масса дымовых газов $G_{\Gamma} = 1 - 0,01 \cdot A^p + 1,306 \cdot \alpha_{\text{ср}} \cdot V_{\text{В}}^0$	7,429	7,51	7,673	7,835	7,971	8,106	8,323	8,512	8,512

2.6.3 Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания

Энтальпия теоретического объема продуктов сгорания, кДж/кг или кДж/м^3 , при расчетной температуре ϑ , $^{\circ}\text{C}$, определяют по формуле:

$$H_{\Gamma}^0 = (V_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + V_{H_2O}^0 \cdot c_{H_2O} + V_{N_2}^0 \cdot c_{N_2}) \cdot \vartheta \quad (52)$$

Энтальпия воздуха определяется из следующего выражения:

$$H_{\text{В}}^0 = V_{\text{В}}^0 \cdot c_{\text{В}} \cdot \vartheta \quad (53)$$

Энтальпия продуктов сгорания при избытке воздуха $\alpha > 1$:

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1)H_{\text{В}}^0 + H_{\text{зл}} \quad (54)$$

В приведенных формулах $c_{\text{В}}$, c_{RO_2} , c_{H_2O} , c_{N_2} - теплоемкости соответственно воздуха, трехатомных газов, водяных паров и азота при постоянном давлении, $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$, и значения приведены в таблице 4.3 [1]; α – коэффициент избытка воздуха за соответствующей поверхностью нагрева; $H_{\text{зл}}$ – энтальпия золы, кДж/кг .

Посчитанные значения энтальпий заносим в таблицу 7.

$v, ^\circ\text{C}$	H_{Γ}^0	H_{B}^0	$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1)H_{\text{B}}^0 + H_{\text{ЗЛ}}$							
			$\alpha_{\text{Т}}$	$\alpha_{\text{кпп1}}$	$\alpha_{\text{кпп2пп2}}$	$\alpha_{\text{кпп2пп1}}$	$\alpha_{\text{кпп2}}$	$\alpha_{\text{кпп1пп2}}$	$\alpha_{\text{кпп1пп1}}$	$\alpha_{\text{ВЭК,кш}}$
100	673,743	547,618								766,494
200	1366,125	1099,8								1817,043
300	2077,912	1659,035								2758,116
400	2851,815	2249,722		3369,25	3436,742	3504,23	3549,228	3616,72	3789,206	3774,201
500	3616,636	3344,535		4270,016	4355,24	4440,463	4497,279	4582,502	4724,541	4781,359
600	4402,049	4062,196		5194,52	5297,88	5401,254	5470,165	5573,53	5745,808	5814,718
700	5207,88	4688,31		6142,13	6264,059	6385,925	6467,169	6589,034	6792,144	
800	6031,609	5324,771	6969,273	7109,92	7250,572	7391,22	7484,98	7625,637	7860,053	
900	6870,18	5968,278	7935,142	8094,885	8251,682	8414,371	8520,867	8680,61	8946,848	
1000	7723,07	6660,953	8916,725	9095,774	9274,82	9453,87	9573,236	9752,28	10050,69	
1100	8586,335	7280,934	9921,526	10121,35	10321,18	10521,01	10654,23	10854,06	11187,10	
1200	9466,756	7562,354	10922,94	11141,37	11359,79	11578,22	11723,84	11942,27	12306,32	
1300	10356,42	7948,63	11946,15	12184,61	12423,07	12661,53	12820,5	13058,96	13456,39	
1400	11252,26	8621,058	12976,48	13235,11	13493,74	13752,37	13924,79	14183,28	14614,41	
1500	12157,43	9296,569	14016,75	14295,65	14574,55	14853,45	15039,38	15370,31	15783,11	
1600	13070,05	9977,47	15065,54							
1700	13991,57	10660,28	16123,63							
1800	14915,32	11344,12	17184,15							
1900	15845,04	12036,63	18252,37							
2000	16779,72	12729,89	19325,7							
2100	17721,44	13428,21	20407,09							
2200	18662,03	14125,2	21487,07							
2300	19609,77	14826,42	22575,6							

2.7 Коэффициент полезного действия котла

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

$$\eta_k = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \quad (55)$$

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

$$q_2 = \frac{H_{y.x.g.} - \alpha_{y.x.g.} \cdot H_{x.b.}^0}{Q_p^p} \cdot (100 - q_4) \quad (56)$$

где $H_{y.x.g.} = 766,496$ – энтальпия уходящих газов, кДж/кг, находится методом линейной интерполяции по температуре уходящих газов $\vartheta_{y.x.g.} = 100^\circ\text{C}$, по таблице 7;

$H_{x.b.}^0$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг, находится по температуре холодного воздуха $t_{x.b.} = 10^\circ\text{C}$ по таблице 7;

$\alpha_{y.x.g.} = 1,4$ – коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем;

q_4 – потеря тепла от механического недожога, выбирается по [1] %;

Q_p^p – рабочее располагаемое тепло сгорания топлива, кДж/кг.

$$H_{x.b.}^0 = 54,762 \text{ кДж/кг}$$

$$q_4 = 1,4\%$$

Определим потерю тепла с уходящими газами:

$$q_2 = \frac{433,496 - 1,4 \cdot 54,762}{15280} \cdot (100 - 1,4) = 5,28\%$$

Потеря тепла с химическим недожогом топлива. Для всех пылеугольных котлов данная тепловая потеря равна нулю.

$$q_3 = 0$$

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

$$q_5 = 0,2\%, \text{ т.к. } D_{\text{ном}} > 250 \text{ кг/с};$$

Найдём коэффициент сохранения тепла φ :

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100} \quad (57)$$

$$\varphi = 1 - \frac{0,2}{100} = 0,998$$

Потеря теплоты с физическим теплом шлака q_6 , % :

$$\frac{Q_H^p}{1000} \cdot 2,5 = 38,2$$

Т.к. $A^p = 7,4 < \frac{Q_H^p}{1000} \cdot 2,5$, то q_6 принимается равной нулю:

$$q_6 = 0$$

Найдем коэффициент полезного действия, %, котельного агрегата брутто по формуле (15):

$$\eta_{ка}^{бр} = 100\% - (5,28 + 0 + 1,4 + 0,2 + 0) = 93,12\%$$

2.8 Определение расхода топлива на котел

Полный расход топлива определяется из следующего выражения, т/ч:

$$B = \frac{D_{пе} \cdot (h_{пе} - \bar{t}_{пв}) + D_{пп1} \cdot (h''_{пп1} - h'_{пп1}) + D_{пп2} \cdot (h''_{пп2} - h'_{пп2})}{Q_p^p \cdot \eta_{ка}^{бр}} \quad (58)$$

где Q_H^p – рабочая располагаемая теплота сгорания топлива, кДж/кг;
 $\eta_{ка}^{бр}$ – коэффициент полезного действия в относительных единицах.

$$B = \frac{613,55 \cdot (3408,063 - 1277,359) + 550,374 \cdot (3602,265 - 3116,7) + 550,374 \cdot (3642,87 - 3301,3)}{15280 \cdot 0,9312} = 119,52 \text{ кг/с}$$

Расчетный расход топлива с учетом механической неполноты сгорания, т/ч:

$$B_p = B \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) = 119,52 \cdot \left(1 - \frac{1,4}{100}\right) = 118,92 \text{ кг/с} \quad (59)$$

Найденный расход топлива позволяет приступить к дальнейшему расчету котельного агрегата, так же выбрать вспомогательное оборудование.

2.9 Тепловой расчет топочной камеры

Расчет котельного агрегата и всех поверхностей нагрева будет рассчитан конструкторской методикой, т.е. нахождения всех геометрических размеров.

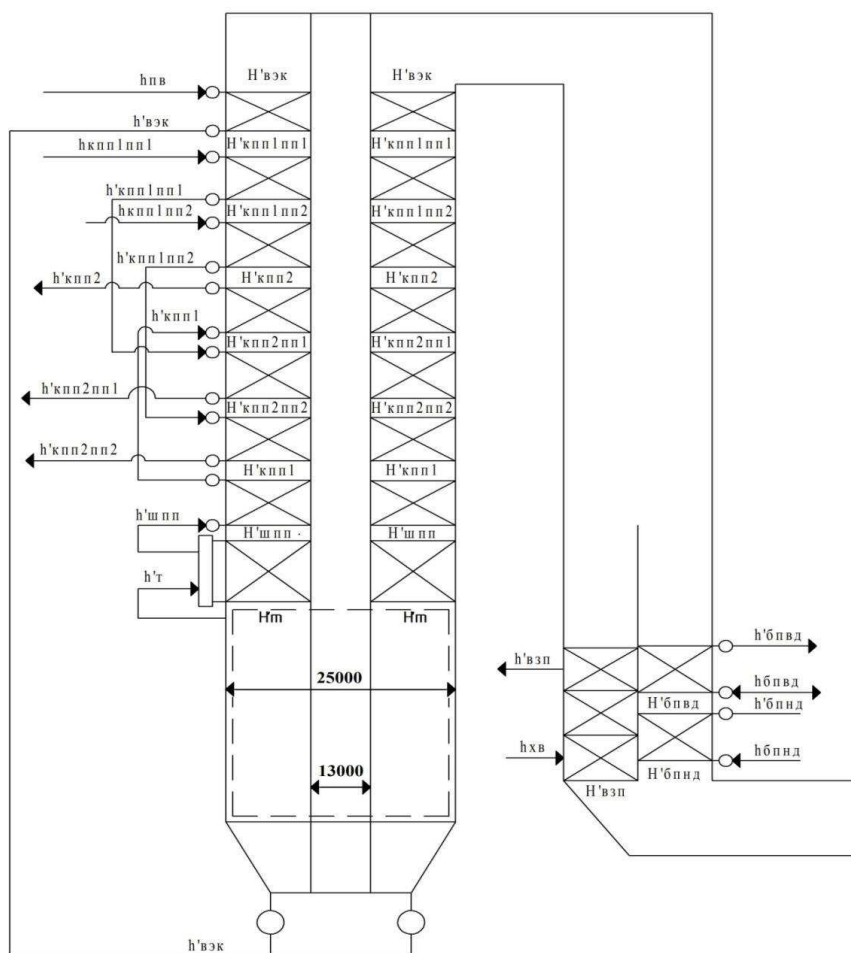


Рисунок 3 - Эскиз топочной камеры

Задачей расчета теплообмена в топке является определение тепловосприятия экранов топки $Q_{\text{л}}$, площади поверхности стен.

$$\vartheta_{\text{T}}'' = 1363,796, \text{ } ^\circ\text{C}$$

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

$$Q_{\text{T}} = Q_{\text{H}}^{\text{p}} \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_{\text{В}} \quad (60)$$

где Q_{H}^{p} – низшая рабочая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

q_3 – потеря теплоты с химическим недожогом, %;

q_4 – потеря теплоты с механическим недожогом, %;

q_6 – потеря теплоты с теплом шлака, %;

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

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

$$Q_B = \beta_{ГВ} \cdot H_{ГВ}^0 + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{пл})H_{ХВ}^0 \quad (61)$$

где $\beta_{ГВ}$ – относительный избыток воздуха;

$H_{ГВ}^0$ – энтальпия горячего воздуха после воздухоподогревателя, кДж/кг;

$\Delta\alpha_T = 0,05$ – присосы воздуха в топочную камеру;

$\Delta\alpha_{пл} = 0,04$ – присосы воздуха в пылесистему;

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

Энтальпии горячего и холодного воздуха определяются по температурам $t_{ГВ}$ и $t_{ХВ}$ при $\beta = 1$ и соответствующих температурах.

$$H_{ГВ} = 1659,035 \text{ кДж/кг}$$

$$H_{ХВ}^0 = 54,762 \text{ кДж/кг}$$

Относительный избыток воздуха:

$$\beta_{ГВ} = \alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} = 1,2 - 0,05 - 0,04 = 1,11$$

где α_T – коэффициент избытка воздуха в топке.

$$Q_B = 1,11 \cdot 1659,035 + (0,05 + 0,04) \cdot 54,762 = 1846,458 \text{ кДж/кг}$$

$$Q_T = 15280 \cdot \frac{100-0-1,4-0}{100-1,4} + 1846,458 = 17126,854 \text{ кДж/кг}$$

Найдем теоретическую температуру продуктов сгорания в топке посредством обратной интерполяции в зоне высоких температур газов в таблице 7, принимая $H_a = Q_T$

$$V_a = 1937,853$$

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

$$Bu = kps_T \quad (62)$$

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

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

$s_T = 15$ – эффективная толщина излучающего слоя топочной камеры, м, задается с последующим уточнением.

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

$$k = k_{гr_{п}} + k_{зл}\mu_{зл} + k_{к} \quad (63)$$

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

r_{Π} – объемная доля трехатомных газов (принимается по табл.6 для α_T);
 $k_{зл}$ – коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы, $1/(м \cdot МПа)$;
 $\mu_{зл}$ – концентрация золовых частиц в топочной камере;
 k_K – коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса, принимаем $k_K = 0,5$ $1/(м \cdot МПа)$.

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

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

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;
 $T'' = \vartheta'' + 273 = 1363,796 + 273 = 1636,796$ К – абсолютная температура газов на выходе из топки.

$$k_{\Gamma} = \left(\frac{7,8+16 \cdot 0,109}{\sqrt{0,282 \cdot 15}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1636,796}{1000} \right) = 1,341 \frac{1}{м \cdot МПа}$$

Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы:

$$k_{зл} = \frac{43 \rho_{\Gamma}}{(T'' d_{зл})^{0,67}} \quad (64)$$

где $\rho_{\Gamma} = 1300$ г/м³ – плотность дымовых газов при атмосферном давлении;
 T'' – абсолютная температура газов на выходе из топки, К;
 $d_{зл} = 16$ мкм – эффективный диаметр золовых частиц, для молотковых мельниц.

$$k_{зл} = \frac{43 \cdot 1300}{(1636,796 \cdot 16)^{0,67}} = 58,079 \frac{1}{м \cdot МПа}$$

Тогда коэффициент поглощения, $1/(м \cdot МПа)$, топочной средой по уравнению (63):

$$k = 1,341 \cdot 0,282 + 58,079 \cdot 0,009 + 0,5 = 1,355$$

Критерий Бугера по (62):

$$Bi = 1,355 \cdot 0,1 \cdot 15 = 2,033$$

Степень черноты:

$$a_T = 1 - e^{-Bi} = 0,87$$

По найденному значению Bu определяем эффективное значение критерия Бугера \widetilde{Bu} :

$$\widetilde{Bu} = 1,6 \ln \left(\frac{1,4 \cdot Bu^2 + Bu + 2}{1,4 \cdot Bu^2 - Bu + 2} \right) \quad (65)$$

$$\widetilde{Bu} = 1,6 \ln \left(\frac{1,4 \cdot 2,033^2 + 2,033 + 2}{1,4 \cdot 2,033^2 - 2,033 + 2} \right) = 0,855$$

Изменение положения ядра факела в топке существенно сказывается на температуре в ее верхней части. Для учета положения пылеугольного факела в камерной топке вводится эмпирический параметр M , который для высокорекреационных топлив считается по формуле:

$$M = 0,59 - 0,5X_T \quad (66)$$

где $X_T = 0,4$ – параметр, характеризующий относительную высоту положения зоны максимальных температур в топке.

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot 0,4 = 0,39$$

Коэффициент тепловой эффективности экрана:

$$\psi = x \cdot \xi \quad (67)$$

где ξ – условный коэффициент загрязнения;
 x – угловой коэффициент экрана.

$$x = 0,962$$

Условный коэффициент загрязнения ξ определяется для настенных гладкотрубных экранов паровых котлов, работающих на буром угле:

$$\xi = 0,5$$

$$\psi = 0,962 \cdot 0,5 = 0,481$$

Определим площадь поверхности стен топочной камеры, m^2 , используя формулу:

$$F_{ст} = \frac{B_p \cdot Q_L \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{M^2} \cdot \left(\frac{V_a + 273}{V''_T + 273} - 1 \right)^2}}{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot M \cdot \psi \cdot \widetilde{Bu}^{0,5} \cdot (V''_T + 273) \cdot (V_a + 273)^3} \quad (68)$$

где Q_L – общее количество теплоты, кДж/кг, переданное излучением от газов к поверхностям нагрева топки:

$$Q_T^L = \varphi \cdot (Q_T - H_T'') \quad (69)$$

где Q_T – тепловыделение в топочной камере, кДж/кг;

H_T'' – энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе из топки кДж/кг.

$$Q_T^L = 0,998 \cdot (17126,854 - 11870,95) = 5247,39$$

$$F_{CT} = \frac{118,92 \cdot 5247,39 \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{0,39^2} \cdot \left(\frac{1937,853+273}{1363,796+273} - 1\right)^2}}{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,39 \cdot 0,481 \cdot \bar{Bi}^{0,5} \cdot (1363,796+273) \cdot (1937,853+273)^3} = 4679,146$$

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

$$q_L = \frac{B_p \cdot Q_T^L}{F_{CT}} \quad (70)$$

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

Q_T^L – количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхностям нагрева топки, кДж/кг;

F_{CT} – полная площадь поверхности стен топки, м².

$$q_L = \frac{118,92 \cdot 5247,39}{4679,146} = 133,361$$

Далее были определены площади всех поверхностей нагрева и их высоты

Таблица 8 - Конструктивные размеры поверхностей нагрева

Поверхность нагрева	Площадь, м ²	Высота, м
Топка	4679,146	37,652
ШПП	2060,91	7,678
КПП-1	6077,9	1,707
КПП-2 ПП2	5583,974	1,507
КПП-2 ПП1	12733,202	3,379
КПП-2	15478,47	3,92
КПП-1 ПП2	7412,79	2,389
КПП-1 ПП1	19441,946	5,6
ВЭЖ	38977,267	4,91
ВЗП	108090,176	10,45
ТуЭ (БПВД)	25642,08	13,8
ТуЭ (БПНД)	20319,809	10,96

2.10 Расчет тепловой схемы

Расчет регенеративной схемы ПВД

Уравнение теплового баланса для ПВД-1:

$$D_1 \cdot (i'_{om1} - i'_{om1}) \cdot \eta = G_{не} (\bar{t}_{нне\delta 1} - \bar{t}_{cn1})$$

$$D_1 \cdot (i'_{om1} - \bar{t}_{нне\delta 1}) \cdot \eta = G_{не} (\bar{t}_{cn1} - \bar{t}_{од1})$$

$$D_1 \cdot (\bar{t}_{нне\delta 1} - \bar{t}_{\delta 1}) \cdot \eta = G_{не} (\bar{t}_{од1} - \bar{t}_{нне\delta 2})$$

\bar{t}_{cn1} и $\bar{t}_{од1}$ - искомые энтальпии, кДж/кг

D_1 - искомый расход пара в отбор, кг/с

$\bar{t}_{нне\delta 1}$ - энтальпия питательной воды за подогревателем, кДж/кг

$\bar{t}_{нне\delta 1}$ - энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг

$\bar{t}_{\delta 1} = f(P_{нне\delta 1}, t_{\delta 1}) = 1200,47$ кДж/кг,

$t_{\delta 1} = 273,16$ - температура дренажа греющего пара после ОД, принимается на 8 градусов больше температуры питательной воды за ПВД-2 (таблица 2);

$$i'_{om1} - f(P_{пвд1}; t'_{от1}) = 2822,887 \text{ кДж/кг}$$

где $t'_{от1} = 305,63$ - температура греющего пара после ОП, принимается на 12 градусов больше температуры насыщения греющего пара (таблица 2)

Аналогично составляются уравнения тепловых балансов для ПВД-2 и ПВД-3:

$$D_2 \cdot (i'_{om2} - i'_{om2}) \cdot \eta = G_{не} (\bar{t}_{нне\delta 2} - \bar{t}_{cn2})$$

$$(D_2 \cdot (i'_{om2} - \bar{t}_{нне\delta 2}) + D_1 \cdot (\bar{t}_{\delta 1} - \bar{t}_{нне\delta 2})) \cdot \eta = G_{не} (\bar{t}_{cn2} - \bar{t}_{од2})$$

$$(D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}_{нне\delta 2} - \bar{t}_{\delta 2}) \cdot \eta = G_{не} (\bar{t}_{од2} - \bar{t}_{нне\delta 3})$$

\bar{t}_{cn2} и $\bar{t}_{од2}$ - искомые энтальпии, кДж/кг

D_2 - искомый расход пара в отбор, кг/с

$\bar{t}_{\delta 2} = f(P_{нне\delta 2}, t_{\delta 2}) = 987,45$ кДж/кг

$t_{\delta 1} = 229,315$ - температура дренажа греющего пара после ОД, принимается на 8 градусов больше температуры питательной воды за ПВД-3 (таблица 2);

$$i'_{om2} - f(P_{пвд2}; t'_{от2}) = 2841,9 \text{ кДж/кг}$$

где $t'_{от2} = 279,16$ - температура греющего пара после ОП, принимается на 12 градусов больше температуры насыщения греющего пара (таблица 2)

$$D_3 \cdot (i'_{om3} - i'_{om3}) \cdot \eta = G_{не} (\bar{t}_{нне\delta 3} - \bar{t}_{cn3})$$

$$(D_3 \cdot (i'_{om3} - \bar{t}_{нне\delta 3}) + (D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}_{\delta 2} - \bar{t}_{нне\delta 3})) \cdot \eta = G_{не} (\bar{t}_{cn3} - \bar{t}_{од3})$$

$$(D_1 + D_2 + D_3) \cdot (\bar{t}_{нне\delta 3} - \bar{t}_{\delta 3}) \cdot \eta = G_{не} (\bar{t}_{од3} - \bar{t}_{тпн})$$

\bar{t}_{cn3} и $\bar{t}_{од3}$ - искомые энтальпии, кДж/кг

D_3 - искомый расход пара в отбор, кг/с

$$\bar{t}_{\partial 3} = f(P_{не\partial 3}, t_{\partial 3}) = 772,65 \text{ кДж/кг}$$

$t_{\partial 3} = 181,98$ - температура дренажа греющего пара после ОД, принимается на 8 градусов больше температуры питательной воды за ТПН (таблица 2);

$$i'_{омз} - f(P_{пвд3}; t'_{отз}) = 2839,98 \text{ кДж/кг}$$

где $t'_{отз} = 235,315$ - температура греющего пара после ОП, принимается на 12 градусов больше температуры насыщения греющего пара;

$$\bar{t}_{мин} = \frac{V_{не} \cdot (P_{не} - P_{д}) \cdot 1000}{n} = 756,19 \text{ кДж/кг},$$

Подставляем значения известных величин в уравнения и решаем данные системы с помощью компьютерной программы РТС Mathcad. В результате получаем искомые величины расходов пара, кг/с и энтальпий питательной воды, кДж/кг:

$$D_1 = 33,96$$

$$D_2 = 42,428$$

$$D_3 = 35,658$$

$$\bar{t}_{сн1} = 1198$$

$$\bar{t}_{сн2} = 1063,646$$

$$\bar{t}_{сн3} = 900,152$$

$$\bar{t}_{од1} = 1115,9$$

$$\bar{t}_{од2} = 948,78$$

$$\bar{t}_{од3} = 789,54$$

Рассчитываем турбопривод питательного насоса:

Расход пара $D_{ТП}$ на приводную турбину питательного насоса, кг/с, определяют из уравнения энергетического баланса:

$$D_{ТП} = \frac{G_{пв} \cdot V_{ср} \cdot (P_{бн} - P_{в})}{H_i^{ТП} \cdot \eta_n \cdot \eta_m^{ТП}} \quad (71)$$

где $V_{ср} = 0,00111 \text{ м}^3/\text{кг}$ - средний удельный объем питательной воды,

$P_{бн} = 35,75 \text{ МПа}$ - давление воды за питательным насосом,

$P_{в} = P_{д} = 0,75 \text{ МПа}$ - давление воды перед питательным насосом,

$\eta_m^{ТП} = 0,98$ - механический КПД приводной турбины,

$\eta_H = 0,83$ - КПД питательного насоса,

$H_i^{TP} = f(P_{OT4}; i_{OT4}; P_{KT})$ - теплоперепад пара в турбоприводе, кДж/кг, где

$P_{KT} = 0,0035$ МПа – давление пара на выходе из приводной турбины.

$$H_i^{TP} = f\left(1,264 \text{ МПа}; 3443,68 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; 0,0035 \text{ МПа}\right) = 1177,94$$

$$D_{TP} = \frac{613,55 \cdot 0,0011 \cdot (35,75 - 0,75)}{1177,94 \cdot 0,98 \cdot 0,83} = 24,88$$

Рассчитываем деаэратор:

Уравнение материального баланса:

$$G_{нс} = (D_1 + D_2 + D_3) + G_{ок} + D_{д} + D_{хов},$$

Уравнение теплового баланса:

$$G_{нс} \cdot \bar{t}_{нсд} = (D_1 + D_2 + D_3) \cdot \bar{t}_{д3} + D_{д} \cdot i_{отд} + G_{ок} \cdot \bar{t}_{нпнд4} + D_{хов} \cdot \bar{t}_{хов},$$

Искомые величины:

$G_{ок}$ – расход основного конденсата после ПНД-4, кг/с;

$D_{д}$ – расход греющего пара в деаэратор, кг/с;

$$G_{ок} = 468,27$$

$$D_{д} = 12,78$$

Расчет регенеративной схемы ПНД

ПНД-4:

$$D_5 \cdot (i_{от5} - \bar{t}_{нпнд4}) \cdot \eta = G_{ок} (\bar{t}_{нпнд4} - \bar{t}_{нпнд5})$$

$$D_5 = 17,772 \text{ кг/с}$$

ПНД-5:

$$(D_5 \cdot (\bar{t}_{нпнд4} - \bar{t}_{нпнд5}) + D_6 \cdot (i_{от6} - \bar{t}_{нпнд5})) \eta = G_{ок} (\bar{t}_{нпнд5} - \bar{t}_{нпнд6})$$

$$D_6 = 13,228 \text{ кг/с}$$

ПНД-6:

$$((D_5 + D_6) \cdot (\bar{t}_{нпнд5} - \bar{t}_{нпнд6}) + D_7 \cdot (i_{от7} - \bar{t}_{нпнд6})) \eta = G_{ок} (\bar{t}_{нпнд6} - \bar{t}_{нпнд7})$$

$$D_7 = 20,06 \text{ кг/с}$$

ПНД-7:

$$((D_5 + D_6 + D_7) \cdot (\bar{t}_{\text{нпн}06} - \bar{t}_{\text{нпн}07}) + D_8 \cdot (i_{\text{ом}8} - \bar{t}_{\text{нпн}07})) \eta = G_{\text{ок}} (\bar{t}_{\text{пвпн}07} - \bar{t}_{\text{пвпн}08})$$

$$D_8 = 21,741 \text{ кг/с}$$

ПНД-8:

$$((D_5 + D_6 + D_7 + D_8) \cdot (\bar{t}_{\text{нпн}07} - \bar{t}_{\text{нпн}08}) + D_9 \cdot (i_{\text{ом}9} - \bar{t}_{\text{нпн}08})) \eta = G_{\text{ок}} (\bar{t}_{\text{пвпн}08} - \bar{t}'_{\text{пвпн}08})$$

$$\bar{t}'_{\text{пвпн}08} = (t'_{\text{нк}} + 3) \cdot 4,186 = 120,578 \text{ кДж/кг}$$

$$D_9 = 19,296 \text{ кг/с}$$

Расход пара через конденсатор равен, кг/с,

$$D_{\text{к}} = G_{\text{ок}} - (D_9 + D_8 + D_7 + D_6 + D_5 + D_{\text{эж}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{тпн}}) = 342,532$$

Проверка баланса пара в турбине:

$$D_{\text{т}} = D_{\text{к}} + D_9 + D_8 + D_7 + D_6 + D_5 + D_{\text{тпн}} + D_3 + D_2 + D_1 + D_{\text{д}} =$$

$$342,532 + 19,296 + 21,741 + 20,06 + 13,228 + 17,772 + 24,88 +$$

$$35,658 + 42,428 + 33,964 + 12,78 = 584,338 \text{ кг/с}$$

Что полностью совпадает с ранее найденным расходом.

Проверка по мощности:

$$W_3 = \left[\sum_{i=1}^8 D_i^{\text{омб}} \cdot h_i^{\text{омб}} + H_i \cdot D_{\text{к}} \right] \cdot \eta_{\text{эм}} \quad (72)$$

$$800000 = (33,964 \cdot 291,35 + 42,428 \cdot 367,92 + 35,658 \cdot 592,34 +$$

$$(12,78 + 24,88) \cdot 791,53 + 17,772 \cdot 988,916 + 13,228 \cdot 1137,738 +$$

$$20,06 \cdot 1245,79 + 21,74 \cdot 1410,5 + 19,296 \cdot 1583,082 + 342,53 \cdot$$

$$1799,95) \cdot 0,98 = 803,685 \text{ МВт}$$

Несоответствие заданной мощности ΔW_3 :

$$\Delta W_3 = 0,46\% - \text{данная погрешность допустима}$$

2.11 Расчет технико-экономических показателей и определение расходов питательной воды и основного конденсата в байпас

Расход тепла на турбоустановку, кВт:

$$Q_{\text{ту}} = D_{\text{т}} \cdot (i_0 - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{пп1}} \cdot (i''_{\text{пп1}} - i'_{\text{пп1}}) + D_{\text{пп2}} \cdot (i''_{\text{пп2}} - i'_{\text{пп2}}) + G_{\text{хов}} \cdot (\bar{t}_{\text{хов}} - \bar{t}_{\text{пв}}) \quad (73)$$

$$Q_{\text{ту}} = 584,338 \cdot (3408,063 - 1213,94) + 550,374 \cdot (3602,265 - 3116,715) + 505,72 \cdot (3642,872 - 3301,271) + 20,452 \cdot (1213,94 - 125,58) = 1744357,42$$

Тепловая нагрузка котла, кВт:

$$Q_{\text{ту}} = D_{\text{пе}} \cdot (i_0 - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{пп1}} \cdot (i''_{\text{пп1}} - i'_{\text{пп1}}) + D_{\text{пп2}} \cdot (i''_{\text{пп2}} - i'_{\text{пп2}}) \quad (74)$$

$$Q_{\text{ту}} = 613,55 \cdot (3408,063 - 1213,94) + 550,374 \cdot (3602,265 - 3116,715) + 505,72 \cdot (3642,872 - 3301,271) = 1786204,19$$

Полный расход условного топлива, кг/с:

$$B = \frac{Q_{\text{пе}}}{Q_{\text{н}}^{\text{п}} \cdot \eta_{\text{пг}}} \quad (75)$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 29310$ - теплота сгорания условного топлива, кДж/кг;

$$B = \frac{1786204,19}{29310 \cdot 0,9312} = 66,24$$

Принимая мощность собственных нужд блока 9 %, [8] отпущенная мощность составляет, кВт:

$$W_{\text{отп}} = W_{\text{э}} - 0,09 \cdot W_{\text{э}} \quad (76)$$

$$W_{\text{отп}} = 800000 - 0,09 \cdot 800000 = 728000$$

Мощность собственных нужд, затраченная только на производство электроэнергии, кВт:

$$W_{\text{ээ}}^{\text{сн}} = e_{\text{ээ}}^{\text{сн}} \cdot W_{\text{э}} \quad (77)$$

где $e_{\text{ээ}}^{\text{сн}} = 0,05$ - доля электроэнергии, затраченная на производство электроэнергии [8]

$$W_{\text{ээ}}^{\text{сн}} = 0,05 \cdot 728000 = 36400$$

Расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг/с:

$$B_{\text{э}} = B \cdot K_{\text{э}} \frac{W_{\text{отп}}}{W_{\text{э}} - W_{\text{ээ}}^{\text{сн}}} \quad (78)$$

$$B_{\text{э}} = 66,24 \cdot 1 \cdot \frac{728000}{800000 - 36400} = 63,45$$

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч):

$$b_{\text{э}} = \frac{B_{\text{э}}}{W_{\text{отп}}} \cdot 3600 \quad (79)$$

$$b_э = \frac{63,45}{728000} \cdot 3600 = 0,312$$

Сравним показатели расходов в регенеративные отборы, мощности турбины и удельного расхода на выработку э/э при различных расходах питательной воды/основного конденсата в байпас

Таблица 9 - Определение расхода воды в байпас

Величина	Расход пит. воды/основного конденсата в байпас			
	60%	50%	40%	Без байпасирования
D_2 , кг/с	15,26	19,789	24,317	42,428
D_3 , кг/с	12,67	16,507	20,338	35,658
D_5 , кг/с	7,835	9,643	11,39	17,772
D_6 , кг/с	5,832	7,177	8,478	13,228
D_7 , кг/с	8,84	10,884	12,856	20,06
D_8 , кг/с	9,585	11,796	13,933	21,741
D_9 , кг/с	8,507	10,47	12,366	19,296
$W_э$, МВт	893	878	862	800
$b_э$, кг/(кВт·ч)	0,281	0,292	0,299	0,312

Из расчета тепловой схемы блока видно, что применение технологии байпасирования позволяет уменьшить температуру уходящих газов, являющейся основной потерей в котельном агрегате, при этом снизив удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии. В данном случае будет применена схема байпасирования 60/40.

2.12 Выбор вспомогательного оборудования ПТУ

2.12.1 Выбор питательных насосов

Для электростанций производительность питательных насосов выбирают по расходу питательной воды на блок с запасом 6–8%, т/ч:

$$G_{пв} + 7\% \cdot G_{пв} = 2208,798 + 7\% \cdot 2208,798 = 2363,414 \text{ т/ч} \quad (80)$$

Выбираем питательный турбонасос ПН-1500-330 в количестве двух насосов на один блок, со следующими характеристиками:

- подача - 1500 м³/ч
- напор - 3300 Н
- частота вращения - 4700 об/мин

2.12.2 Выбор конденсатных насосов

Конденсатные насосы устанавливаются в количестве 2-3 на турбину, при двух – каждый на 100 %-ную производительность, а при трех – на 50 %-ную. В соответствии с расчетом ПТС по расходам основного конденсата на всас насосов произведем их выбор.

$$G_{ок} = 1858,079 \text{ т/ч} \quad (81)$$

Выбираем конденсатные насосы КСВ 1000—95 в количестве 2 шт. с характеристиками:

- подача: 1000 м³/ч;
- полный напор: 95 м.вод.ст.;
- частота вращения: 970 об/мин;
- мощность - 400 кВт;

2.12.3 Выбор циркуляционных насосов

На электростанциях блочного типа принята блочная схема водоснабжения. Устанавливают два циркуляционных насоса по 50%производительности без резерва. Каждый насос работает на свою систему, включающую напорный водовод, половину конденсатора и сливной водовод.

Расход охлаждающей воды, т/ч:

$$G_{о.в.} = m \cdot D_{к} \quad (82)$$

где m - кратность охлаждения, кг/кг, принимаем равной 70 [8];

$D_{п}$ - максимальный расход пара в конденсатор, т/ч;

$$G_{о.в.} = 70 \cdot 441,886 = 30932,02$$

Расчетный расход охлаждающей воды, т/ч:

$$G_{о.в.}^p = 1,1 \cdot G_{о.в.} \quad (83)$$

$$G_{о.в.}^p = 1,1 \cdot 30932,02 = 34025,22$$

Выбираем два насоса типа ОПВ5-110 У3 с характеристиками:

- Подача - 19200 м³/ч;
- Полный напор - 10,5 мм.вод.ст.;
- Частота вращения - 485 об/мин;

2.12.4 Регенеративные подогреватели

Регенеративные подогреватели выбираем по заводским данным, так как их характеристики удовлетворяют значениям, полученным в ходе расчета ПТС.

ПВД-1: ПВ 1600-380-17, где 1600 - площадь прогрева, м²; 380 - рабочее давление в трубной системе, бар; 17 - рабочее давление в корпусе, бар.

ПВД-2: ПВ 2000-380-40;

ПВД-3: ПВ 1600-380-66;

ПНД-4: ПН 1900-32-6-1;

ПНД-5: ПН 1900-32-6-1;

ПНД-6: ПН 1900-32-6-1;

ПНД-7: ПН 1900-32-6-1;

ПНД-8: ПН 1900-32-6-1.

2.12.5 Деаэратор

По расходу питательной воды выбираем деаэратор смешивающего типа повышенного давления ДСП-2800/185 с характеристиками:

давление - 7 бар;

производительность - 2800 т/ч;

аккумуляторный бак - 150 м³;

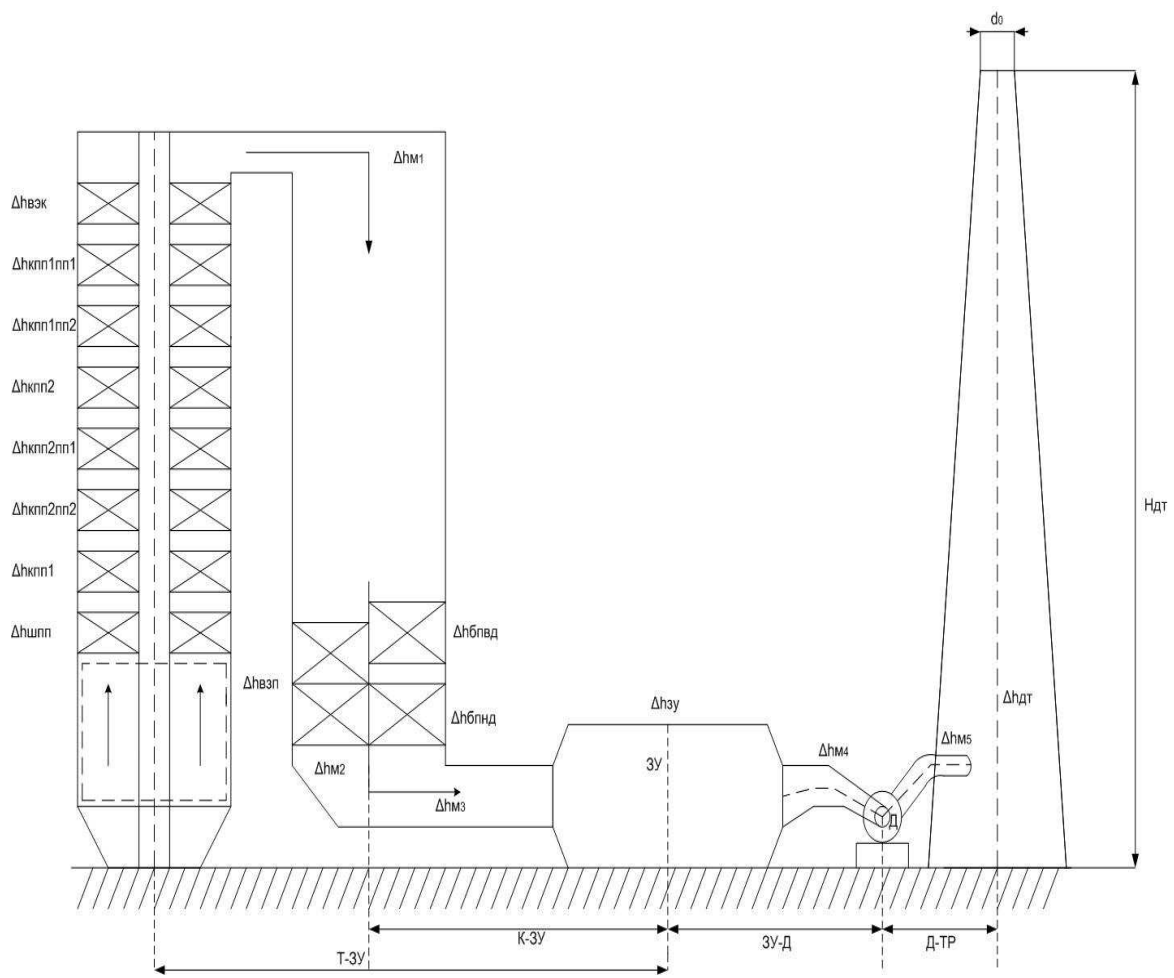
2.13 Аэродинамический расчет котла, выбор дымососа и дутьевого вентилятора

2.13.1 Расчет газового тракта

Соппротивление газового тракта котельного агрегата складывается из сопротивлений трубчатых поверхностей нагрева, расположенных в газоходах, местных сопротивлений, сопротивления трения при движении в газоходах как в пределах котла, так и вне его.

Завершением данного расчета является выбор напора, производительности дымососа и мощности его привода. Выбранная марка дымососа должна обеспечивать разряжение в топке равное 3 мм.вод.ст.

Исходные данные для расчета представлены в таблице 10.



т-зу - тракт "топка-золоуловитель"; к-зу - тракт "котел-золоуловитель"; зу-д - тракт "золоуловитель-дымосос" д-тр - тракт "дымосос-дымовая труба"

Рисунок 4 - Схема газового тракта котельной установки

Таблица 10 - Исходные данные для выполнения аэродинамического расчета

Участок тракта	Диаметр труб, d, мм	Число рядов труб по ходу газа Z2	Отношение шага труб к диаметру		Длина продольно омываемых труб, м	Средняя температура газов, v_{cp} , °C	Средняя скорость газов, w_T , м/с
			$\frac{s_1}{d}$	$\frac{s_2}{d}$			
ШПП	36	30	18	1,1	-	1156,898	5
КПП-1	38	51	4,21	1,9	-	1066,713	6
КПП-2 ПП2	50	27	4,21	1,4		925,98	7,5
КПП-2 ПП1	42	16	3	1,9		817,896	6
КПП-2	38	78	3	1,9		735,617	6
КПП-1 ПП2	50	27	4,21	1,4		640,516	7,5
КПП-1 ПП1	42	16	3	1,9		527,74ë	7,5
ВЭК	32	78	2,5	1,9		376,21	7,5

Окончание таблицы 10

Участок тракта	Диаметр труб, d, мм	Число рядов труб по ходу газа Z ₂	Отношение шага труб к диаметру		Длина продольно омываемых труб, м	Средняя температура газов, v_{cp} , °C	Средняя скорость газов, $w_{г}$, м/с
ВЗП	38	-	1,35	1,9	10,45	280,23	15
БПВД	38	208	2,5	1,9		315,46	15
БПНД	38	298	2,5	1,9		215,17	15

2.13.1.1 Сопротивление ширмового пароперегревателя

Ширмовые пароперегреватели фактически представляют собой по газовой стороне ряд параллельно включенных каналов, стенки которых образованы большим количеством труб малого диаметра. Движение газов может быть направлено как поперек, так и вдоль труб. Из-за большого поперечного шага ширм их коэффициент сопротивления очень мал. Так, скорость газов в ширмах меньше 10 м/с (см. таблицу 10), то сопротивление и самотяга ширм не учитывается.

2.13.1.2 Сопротивление конвективного пароперегревателя первой ступени

Сопротивление конвективного пароперегревателя, мм.вод.ст, определяется по формуле:

$$\Delta h_{кпп1} = \xi \cdot h_d \quad (84)$$

где ξ - коэффициент сопротивления, определяемый как

$$\xi = \xi_0 \cdot Z_2 \quad (85)$$

где ξ_0 - коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка

$$\xi_0 = \xi_{гр} \cdot C_б \cdot C_{Re} \quad (86)$$

где $\xi_{гр}$ - коэффициент сопротивления коридорных гладкотрубных пучков при поперечном омывании [2];

$C_б, C_{Re}$ - поправочные коэффициенты;

$$\xi_0 = 0,54 \cdot 0,56 \cdot 0,52 = 0,157$$

$$\xi = 0,157 \cdot 51 = 8,01$$

h_d - динамическое давление, мм.вод.ст;

$$\Delta h_{\text{кпп1}} = 8,01 \cdot 0,85 = 6,8$$

2.13.1.3 Сопротивление конвективного промпароперегревателя второй ступени второго промежуточного перегрева

Сопротивление конвективного промпароперегревателя второй ступени второго промежуточного перегрева, мм.вод.ст, определяется по формулам аналогично конвективному пароперегревателю первой ступени, по формулам (84), (85), (86):

$$\xi_0 = 0,53 \cdot 0,56 \cdot 0,48 = 0,142$$

$$\xi = 0,142 \cdot 27 = 3,834$$

$$\Delta h_{\text{кпп2пп2}} = 3,834 \cdot 0,85 = 3,26$$

2.13.1.4 Сопротивление конвективного промпароперегревателя второй ступени первого промежуточного перегрева

Сопротивление конвективного промпароперегревателя второй ступени первого промежуточного перегрева, мм.вод.ст, определяется по формулам аналогично конвективному пароперегревателю первой ступени, по формулам (84), (85), (86):

$$\xi_0 = 0,55 \cdot 0,56 \cdot 0,48 = 0,134$$

$$\xi = 0,134 \cdot 16 = 2,144$$

$$\Delta h_{\text{кпп2пп1}} = 2,144 \cdot 0,8 = 1,72$$

2.13.1.5 Сопротивление конвективного пароперегревателя второй ступени

Сопротивление конвективного пароперегревателя второй ступени, мм.вод.ст, определяется по формулам аналогично конвективному пароперегревателю первой ступени, по формулам (84), (85), (86):

$$\xi_0 = 0,53 \cdot 0,46 \cdot 0,48 = 0,117$$

$$\xi = 0,117 \cdot 78 = 9,1$$

$$\Delta h_{\text{кпп2}} = 9,1 \cdot 0,75 = 6,8$$

2.13.1.6 Сопротивление конвективного промпароперегревателя первой ступени второго промежуточного перегрева

Сопротивление конвективного промпароперегревателя второй ступени первого промежуточного перегрева, мм.вод.ст, определяется по формулам аналогично конвективному пароперегревателю первой ступени, по формулам (84), (85), (86):

$$\xi_0 = 0,53 \cdot 0,53 \cdot 0,5 = 0,14$$

$$\xi = 0,14 \cdot 27 = 3,78$$

$$\Delta h_{\text{кпп1пп2}} = 3,78 \cdot 0,75 = 2,83$$

2.13.1.7 Сопротивление конвективного промпароперегревателя первой ступени первого промежуточного перегрева

Сопротивление конвективного промпароперегревателя первой ступени первого промежуточного перегрева, мм.вод.ст, определяется по формулам аналогично конвективному пароперегревателю первой ступени, по формулам (84), (85), (86):

$$\xi_0 = 0,5 \cdot 0,56 \cdot 0,5 = 0,14$$

$$\xi = 0,14 \cdot 16 = 2,24$$

$$\Delta h_{\text{кпп1пп1}} = 2,24 \cdot 0,75 = 1,68$$

2.13.1.8 Сопротивление водяного экономайзера

Проверяем условие:

$$\varphi = \frac{s_1 - d_H}{s'_2 - d_H} \quad (87)$$

где s_1 - шаг труб водяного экономайзера по ширине пучка, м;

d_H - наружный диаметр труб экономайзера, м (см. таблицу 10)

$$s'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot s_1^2 + s_2^2} \quad (88)$$

где s_2 - шаг труб водяного экономайзера по глубине пучка, м;

$$s'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 0,07^2 + 0,048^2} = 0,059$$

$$\varphi = \frac{0,07 - 0,032}{0,059 - 0,032} = 1,387$$

Сопротивление водяного экономайзера, мм.вод.ст рассчитывается как:

$$\Delta h_{\text{вЭК}} = \Delta h_{\text{тр}} \cdot C_s \cdot C_d \cdot (Z_2 + 1) \quad (89)$$

где $\Delta h_{\text{тр}}$ - сопротивление одного ряда труб шахматных пучков водяного экономайзера, мм.вод.ст.;

C_s - коэффициент формы шахматного пучка [2];

C_d - поправка на наружный диаметр труб [2];

Z_2 - количество рядов труб по ходу газа (см. таблицу 10)

$$\Delta h_{\text{вЭК}} = 0,37 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot (78 + 1) = 30,7$$

2.13.1.9 Сопротивление байпаса ПВД

Производим расчет по формулам (87), (88), (89) аналогично расчету водяного экономайзера

$$s'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 0,07^2 + 0,04^2} = 0,053$$

$$\varphi = \frac{0,07 - 0,032}{0,053 - 0,032} = 1,797$$

$$\Delta h_{\text{бПВД}} = 0,3 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot (208 + 1) = 65,83$$

2.13.1.10 Сопротивление байпаса ПНД

Производим расчет по формулам (87), (88), (89), аналогично расчету водяного экономайзера:

$$s'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 0,07^2 + 0,04^2} = 0,053$$

$$\varphi = \frac{0,07 - 0,032}{0,053 - 0,032} = 1,797$$

$$\Delta h_{\text{бПНД}} = 0,3 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot (298 + 1) = 94,18$$

2.13.1.11 Сопротивление воздухоподогревателя

Газовое сопротивление воздухоподогревателя складывается из сопротивления трения в трубах и сопротивления входа в трубы и выхода из них, мм.вод.ст.:

$$\Delta h_{\text{вЗП}} = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{изм}} \quad (90)$$

где $\Delta h_{\text{тр}}$ - сопротивление трения в трубах, м. вод. ст;

$$\Delta h_{\text{тр}} = C_{\text{ш}} \cdot \Delta h'_{\text{тр}} \cdot h_{\text{вЗП}} \quad (91)$$

где $C_{ш}$ - поправка на внутренний диаметр трубок [2], зависит от коэффициента шероховатости k , значение которого смотрим по [2] $k=0,2$;

$\Delta h'_{тр}$ - потеря давления в трубах воздухоподогревателя, мм.вод.ст. [2];

$h_{взп}$ - общая высота воздухоподогревателя, м;

$$\Delta h_{тр} = 0,9 \cdot 1 \cdot 10,45 = 9,4$$

$\Delta h_{изм}$ - сопротивление, вызванное изменением скоростей газов при входе и выходе из воздухоподогревателя, м. вод. ст.:

$$\Delta h_{изм} = m \cdot (\xi_{вх} + \xi_{вых}) \cdot h_{д} \quad (92)$$

где $m=Z_{ход}$ - число кубов воздухоподогревателя;

$\xi_{вх}, \xi_{вых}$ - сопротивления входа в воздухоподогреватель и выхода из него [2], зависят от отношения:

$$\frac{F_{м}}{F_{б}} = \frac{0,785 \cdot d_{вн}^2}{s_1 \cdot s_2} \quad (93)$$

где $F_{м}$ - меньшее проходное сечение, м²;

$F_{б}$ - большее проходное сечение, м²;

$d_{вн}^2$ - внутренний диаметр труб, м;

s_1, s_2 - шаги труб в пучке по ширине и его глубине.

$$\frac{F_{м}}{F_{б}} = \frac{0,785 \cdot 0,0385^2}{0,04 \cdot 0,054} = 0,539$$

$$\xi_{вх} = 0,25$$

$$\xi_{вых} = 0,25$$

$h_{д}$ - динамическое давление в воздухоподогревателе, мм.вод.ст., определяется [2]

$$\Delta h_{изм} = 2 \cdot (0,25 + 0,25) \cdot 3,6 = 3,6$$

$$\Delta h_{взп} = 9,4 + 3,6 = 13$$

2.13.1.12 Сопротивление газоходов

Сопротивление всего газохода складывается из суммы местных сопротивлений и сопротивления трения:

$$\Delta h_{гх} = \sum_{i=1}^n \Delta h_{mi} + \Delta h_{тр}$$

К местным сопротивлениям относятся сопротивления на поворотах из топки в газоход и из газохода в газоход, при резком изменении сечения, при входе в дымовую трубу (см. рисунок 4).

Все местные сопротивления рассчитываются по формуле:

$$\Delta h_{\text{м}} = \xi_{\text{м}} \cdot h_{\text{д}} \quad (94)$$

где $\xi_{\text{м}}$ - величина коэффициента местного сопротивления, принимается в зависимости от типа местного сопротивления (при повороте на $90^\circ \xi_{\text{м}} = 1$, при повороте на $45^\circ \xi_{\text{м}} = 0,5$)

$h_{\text{д}}$ - динамический напор, мм.вод.ст., определяемый по средней скорости газов входа и выхода в местное сопротивление и средней температуре.

При определении местных сопротивлений на выходе из конвективной шахты задаемся постоянной скоростью дымовых газов на всем тракте до дымовой трубы, $\omega_{\text{г}} = 15 \text{ м/с}$ и температурой, равной температуре уходящих газов:

$$\Delta h_{\text{м1}} = 1 \cdot 0,37 = 0,37$$

$$\Delta h_{\text{м2}} = 0,5 \cdot 9,6 = 4,8$$

$$\Delta h_{\text{м3}} = 0,5 \cdot 9,6 = 4,8$$

$$\Delta h_{\text{м4}} = 0,5 \cdot 9,6 = 4,8$$

$$\Delta h_{\text{м5}} = 1 \cdot 9,6 = 4,8$$

Найденные местные сопротивления суммируются по принадлежности к каждому из участков (см. рисунок 4)

Участок "топка-золоуловитель":

$$\sum_{i=1}^n \Delta h_{\text{ми}}^{\text{т-зу}} = \Delta h_{\text{м1}} + \Delta h_{\text{м2}} + \Delta h_{\text{м3}} \quad (95)$$

$$\Delta h_{\text{ми}}^{\text{т-зу}} = 0,37 + 4,8 + 4,8 = 9,97$$

Участок "золоуловитель-дымовая труба":

$$\sum_{i=1}^n \Delta h_{\text{ми}}^{\text{зу-дт}} = \Delta h_{\text{м4}} + \Delta h_{\text{м5}} \quad (96)$$

$$h_{\text{ми}}^{\text{зу-дт}} = 4,8 + 4,8 = 9,6$$

Сопротивление трения возникает при движении потока в газопроводах. Сопротивление трения на любом участке газопровода, мм.вод.ст., определяется

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d_{\text{эКВ}}} \cdot h_{\text{д}} \quad (97)$$

где λ - коэффициент сопротивления трения, $\lambda = 0,03$;

$d_{\text{экв}}$ - эквивалентный диаметр газохода, м $d_{\text{экв}} = 22$;

$h_{\text{д}}$ - динамический напор, мм.вод.ст., определяемый по средней скорости газов и температуры на расчетном участке [2];

l - длины участков, м

Участок "топка-золоуловитель":

$$h_{\text{д}}^{\text{Т-ЗУ}} = f(v_{\text{ух.г.}}; \omega_{\text{г}}) \quad (98)$$

где $v_{\text{ух.г.}}$ - температура уходящих газов, °С;

$\omega_{\text{г}}$ - скорость газов, м/с, принимаем $\omega_{\text{г}} = 15$;

$$h_{\text{д}}^{\text{Т-ЗУ}} = 9,8$$

$$l_{\text{Т-ЗУ}} = \frac{D_{\text{пе}}}{(1,28 + 0,0083 \cdot D_{\text{пе}})} \quad (99)$$

где $D_{\text{пе}}$ - паропроизводительность котлоагрегата, кг/с;

$$l_{\text{Т-ЗУ}} = \frac{613,55}{(1,28 + 0,0083 \cdot 613,55)} = 96,28$$

Участок "золоуловитель-дымовая труба":

$$h_{\text{д}}^{\text{ЗУ-ДТ}} = f(v_{\text{д.}}; \omega_{\text{г}}) \quad (100)$$

где $v_{\text{д.}}$ - температура газов у дымососа, °С

$$v_{\text{д.}} = \frac{\alpha_{\text{ух}} \cdot v_{\text{ух.г.}} + \Delta\alpha \cdot t_{\text{хв}}}{\alpha_{\text{ух}} + \Delta\alpha} \quad (101)$$

где $\alpha_{\text{ух}}$ - коэффициент избытка воздуха уходящих газов, $\alpha_{\text{ух}} = 1,41$;

$\Delta\alpha$ - присосы воздуха в газоход на участке между воздухоподогревателем и дымососом, $\Delta\alpha = 0,025$;

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

$$v_{\text{д.}} = \frac{1,41 \cdot 100 + 0,025 \cdot 30}{1,41 + 0,025} = 99$$

$$h_{\text{д}}^{\text{ЗУ-ДТ}} = 9,8$$

$$l_{\text{Т-ЗУ}} = \frac{D_{\text{пе}}}{(1 + 0,007 \cdot D_{\text{пе}})} \quad (102)$$

$$l_{\text{Т-ЗУ}} = \frac{613,55}{(1 + 0,007 \cdot 613,55)} = 115,87$$

Длина всего участка "воздухоподогреватель-дымосос", м:

$$l_{\text{т-зу}} = l_{\text{т-зу}} + 0,35 \cdot l_{\text{зу-дт}} \quad (103)$$

$$l_{\text{т-зу}} = 96,28 + 115,87 = 212,15$$

$$\Delta h_{\text{тр}}^{\text{т-зу}} = 0,03 \cdot \frac{96,28}{22} \cdot 9,8 = 1,287$$

$$\Delta h_{\text{тр}}^{\text{зу-дт}} = 0,03 \cdot \frac{115,87}{22} \cdot 9,8 = 1,548$$

2.13.1.13 Сопротивление золоуловителя

Сопротивление золоуловителя, мм.вод.ст. $\Delta h_{\text{зу}} = 70$

2.13.1.14 Сопротивление дымовой трубы

При искусственной тяге дымовую трубу рассчитывают как обычный газоход. Сопротивление дымовой трубы складывается из сопротивления трения и потери давления с выходной скоростью:

$$\Delta h_{\text{дт}} = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{вых}} \quad (104)$$

где $\Delta h_{\text{тр}}$ - сопротивление трения, мм.вод.ст.;

$$\Delta h_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{8 \cdot i} \cdot h_{\text{д}} \quad (105)$$

где λ - коэффициент сопротивления трения, зависит от внутреннего диаметра дымовой трубы d_0 (при $d_0 < 2$, $\lambda = 0,02$; при $d_0 \geq 2$, $\lambda = 0,015$)

$$d_0 = 0,0188 \cdot \sqrt{\frac{V_{\text{трб}}}{\omega_0}} \quad (106)$$

где $V_{\text{трб}}$ - расход дымовых газов через трубу, м³/ч

$$V_{\text{трб}} = 4 \cdot B_{\text{р}} \cdot (V_{\text{ух.г.}} + \Delta\alpha \cdot V_{\text{в}}^0) \cdot \frac{V_{\text{д}} + 273}{273} \quad (107)$$

где $B_{\text{р}}$ - расход топлива на котел, кг/с;

$V_{\text{ух.г.}}$ - объем уходящих газов, м³/кг;

$\Delta\alpha$ - присосы воздуха в газоход на участке между воздухоподогревателем и дымососом, $\Delta\alpha = 0,025$;

$V_{\text{в}}^0$ - теоретически необходимый объем воздуха м³/кг;

$V_{\text{д}}$ - температура газов у дымососа, °С;

$$V_{\text{трб}} = 4 \cdot 118,92 \cdot (11,32 + 0,025 \cdot 7,361) \cdot \frac{99 + 273}{273} = 4192,58$$

ω_0 - скорость газов выходном сечении трубы, принимается 15 м/с;

$$d_0 = 0,0188 \cdot \sqrt{\frac{4192,58 \cdot 3600}{15}} = 19$$

По найденному диаметру определяем высоту дымовой трубы [2], м:

$$l_{\text{дт}} = 250$$

i - угол наклона дымовой трубы, $i=0,02$;

$h_{\text{д}}$ - динамический напор, мм.вод.ст., определяется по принятой скорости ω_0 , м/с и температуре газов у дымососа $V_{\text{д}}$, °С;

$$h_{\text{д}} = 9,8$$

$$\Delta h_{\text{тр}} = \frac{0,015}{8 \cdot 0,02} \cdot 9,8 = 0,92$$

Потеря давления с выходной скоростью, мм.вод.ст.:

$$\Delta h_{\text{вых}} = \xi \cdot h_{\text{д}} \quad (108)$$

где ξ - коэффициент сопротивления, $\xi = 1$

$$\Delta h_{\text{вых}} = 1 \cdot 9,8 = 9,8$$

$$\Delta h_{\text{дт}} = 0,92 + 9,8 = 10,72$$

2.13.1.15 Расчет самотяги

Величина самотяги, мм.вод.ст., любого вертикального участка газового тракта, включая дымовую трубу, может быть подсчитана по формуле:

$$h_c = \pm H \cdot g \cdot \left(1,23 - \rho_0 \cdot \frac{273}{v_{\text{г}} + 273} \right) \quad (109)$$

где H - высота рассчитываемого участка газохода, м;

g - ускорение свободного падения, $g=9,81$ м/с²;

1,23 - плотность наружного воздуха при нормальных условиях, кг/м³;

ρ_0 - плотность дымовых газов при нормальных условиях, $\rho_0 = 1,32 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

$v_{\text{г}}$ - средняя температура на расчетном участке, °С;

Самотяга конвективной шахты:

$$v_{\text{г}} = \frac{v''_{\text{вЭК}} + v_{\text{ухГ}}}{2} \quad (110)$$

где $v''_{\text{вЭК}}$ - температура газов на выходе из водяного экономайзера, °С;

$v_{\text{ухГ}}$ - температура уходящих газов, °С;

$$v_{\Gamma} = \frac{320,961+100}{2} = 210,48$$

$$h_c^{\text{кш}} = -88,4 \cdot 9,81 \cdot \left(1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{210,48+273}\right) = -434,15$$

Самотяга дымовой трубы

$$v_{\Gamma} = \frac{v_d + t_{\text{хв}}}{2} \quad (111)$$

где v_d - температура газов у дымососа, °С;

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

$$v_{\Gamma} = \frac{99+30}{2} = 64,5$$

$$h_c^{\text{дт}} = 250 \cdot 9,81 \cdot \left(1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{64,5+273}\right) = 564,064$$

Определим суммарную тягу котельной установки

$$\Delta H_c = h_c^{\text{дт}} + h_c^{\text{кш}} \quad (112)$$

$$\Delta H_c = 564,064 - 434,15 = 129,912$$

2.13.1.16 Расчет перепада полных давлений по газовому тракту

Суммарное сопротивление газового тракта при установленной тяге, мм.вод.ст., определяется по формуле:

$$\Delta H = \sum \Delta h_{\text{т-зу}} + \sum \Delta h_{\text{зу-дт}} \quad (113)$$

где $\Delta h_{\text{т-зу}}$ - сумма сопротивлений на участке "топка-золоуловитель", мм.вод.ст., определяется как:

$$\begin{aligned} \Delta h_{\text{т-зу}} = & \Delta h_{\text{шпп}} + \Delta h_{\text{кпп1}} + \Delta h_{\text{кпп2пп2}} + \Delta h_{\text{кпп2пп1}} + \Delta h_{\text{кпп2}} + \Delta h_{\text{кпп1пп2}} + \\ & \Delta h_{\text{кпп1пп1}} + \Delta h_{\text{вЭК}} + \Delta h_{\text{конв}} + \Delta h_{\text{м}}^{\text{т-зу}} + \Delta h_{\text{гх}}^{\text{т-зу}} + \Delta h_{\text{зу}} \end{aligned} \quad (144)$$

$$\begin{aligned} \Delta h_{\text{т-зу}} = & 0 + 6,8 + 3,26 + 1,72 + 6,8 + 2,83 + 1,68 + 30,7 + 172,98 + \\ & 9,97 + 1,287 + 70 = 308,027 \end{aligned}$$

$\Delta h_{\text{зу-дт}}$ - сумма сопротивлений на участке "золоуловитель-дымовая труба", мм.вод.ст.:

$$\Delta h_{\text{зу-дт}} = \Delta h_{\text{м}}^{\text{зу-дт}} + \Delta h_{\text{гх}}^{\text{зу-дт}} + \Delta h_{\text{дт}} \quad (115)$$

где $\Delta h_{\text{м}}^{\text{зу-дт}}$ - местные сопротивления, мм.вод.ст.;

$\Delta h_{\text{гх}}^{\text{зу-дт}}$ - сопротивление на трение газохода, мм.вод.ст.;

$\Delta h_{\text{дт}}$ - сопротивление дымовой трубы, мм.вод.ст.;

$$\Delta h_{\text{зу-дт}} = 9,6 + 1,548 + 10,72 = 21,838$$

$$\Delta H = 308,027 + 21,838 = 329,865$$

Перепад полных давлений по газовому тракту, мм.вод.ст., рассчитывается при уравновешенной тяге:

$$H_{\text{п}} = h''_{\text{т}} + \Delta H - \Delta H_{\text{с}} \quad (116)$$

где $h''_{\text{т}}$ - разрежение на выходе из топки, мм.вод.ст.;

$\Delta H_{\text{с}}$ - суммарная самотяга котельной установки, мм.вод.ст. (см. формулу 112);

$$H_{\text{п}} = 3 + 329,865 - 129,912 = 202,953$$

2.13.1.17 Выбор типоразмера дымососа. Определение его производительности, напора и мощности привода

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

Расчетная производительность, $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$:

$$Q_{\text{р}} = \beta_1 \cdot V_{\text{д}} \quad (117)$$

где β_1 - коэффициент запаса по производительности, $\beta_1 = 1,1$;
 $V_{\text{д}}$ - производительность дымососа, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_{\text{д}} = B_{\text{р}} \cdot (V_{\text{ухг}} + \Delta\alpha \cdot V_{\text{в}}^0) \cdot \frac{v_{\text{д}} + 273}{273} \quad (118)$$

где $B_{\text{р}}$ - расход топлива на котел, кг/с;

$V_{\text{ухг}}$ - объем уходящих газов, $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;

$\Delta\alpha$ - присосы воздуха в газопровод на участке между воздухоподогревателем и дымососом, $\Delta\alpha = 0,025$;

$V_{\text{в}}^0$ - теоретически необходимый объем воздуха, $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;

$v_{\text{д}}$ - температура газов у дымососа, °С;

$$V_{\text{д}} = 118,92 \cdot (11,32 + 0,025 \cdot 7,361) \cdot \frac{99 + 273}{273} = 1047,89$$

$$Q_{\text{р}} = 1,1 \cdot 1047,89 = 1152,68$$

Как правило, для обеспечения надежности работы котельной установки на один котел устанавливается два дымососа, соответственно производительность одного дымососа, $\frac{м^3}{с}$:

$$Q_d = \frac{Q_p}{2} \quad (119)$$

$$Q_d = \frac{1152,68}{2} = 576,34$$

Расчетный напор дымососа, чтобы обеспечить разряжение на выходе 3 мм.вод.ст.:

$$H_d = \beta_2 \cdot H_{\Pi} \quad (120)$$

где β_2 - коэффициент запаса по давлению, $\beta_2 = 1,2$;

H_{Π} - перепад полных давлений по газовому тракту, мм.вод.ст.;

$$H_d = 1,2 \cdot 202,953 = 243,54$$

По найденным значениям производительности и напора выбираем необходимый типоразмер дымососа [2].

Дымосос марки ДОД-43 с частотой вращения $n=740$ об/мин, КПД дымососа $\eta = 65\%$.

Мощность привода дымососа, кВт, определяется:

$$N_d = \beta_3 \cdot \frac{Q_d \cdot H_d \cdot 10^{-3}}{\eta} \quad (121)$$

где β_3 - коэффициент запаса по потребляемой мощности, $\beta_3 = 1,05$;

$$N_d = 1,05 \cdot \frac{576,34 \cdot 3,6 \cdot 243,54 \cdot 10^{-3}}{0,65} = 816,26$$

2.13.2 Расчет воздушного тракта

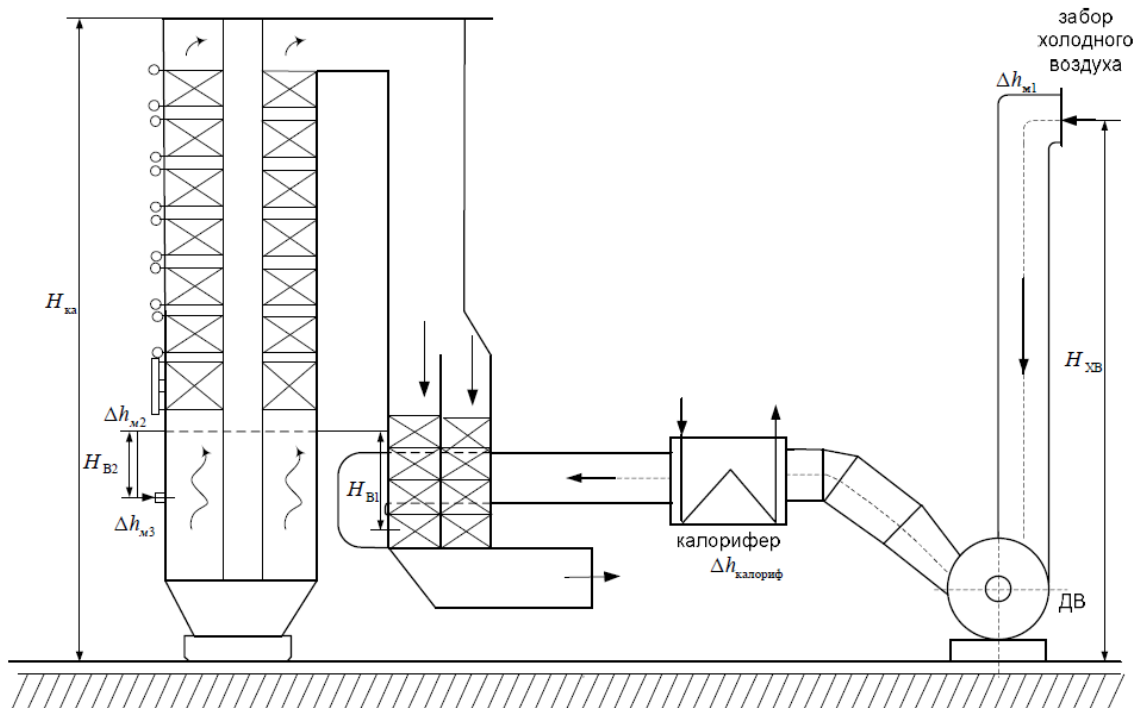


Рисунок 5 - Расчетная схема воздушного тракта котельной установки

2.13.3.1 Сопротивление воздухопровода холодного воздуха

Расчет сопротивления воздухопроводов сводится к определению местных сопротивлений от места забора холодного воздуха до воздухоподогревателя и сопротивления трения:

$$\Delta h_{\text{впр}} = \sum_{i=1}^n \Delta h_{\text{mi}} + \Delta h_{\text{тр}} \quad (122)$$

где Δh_{mi} - местное сопротивление, мм.вод.ст., рассчитываемое по формуле:

$$\Delta h_{\text{mi}} = \xi_{\text{mi}} \cdot h_{\text{д}} \quad (123)$$

где ξ_{mi} - величина коэффициента местного сопротивления, принимается в зависимости от типа местного сопротивления (при повороте на $90^\circ \xi_{\text{м}} = 1$, при повороте на $45^\circ \xi_{\text{м}} = 0,5$);

$h_{\text{д}}$ - динамический напор, мм.вод.ст., определяемый по средней скорости газов входа и выхода в местное сопротивление и средней температуре;

$$\Delta h_{\text{м1}} = 1 \cdot 13 = 13$$

$$\Delta h_{\text{м2}} = 0,5 \cdot 13 = 6,5$$

$$\sum \Delta h_{\text{mi}} = 13 + 6,5 = 19,5$$

$\Delta h_{\text{тр}}$ - сопротивление трения в участке газохода, мм.вод.ст.:

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d_3} \cdot h_{\text{д}} \quad (124)$$

где λ - коэффициент трения, в расчетах принимаем приближенно $\lambda = 0,02$;

l - длина воздухопровода холодного воздуха, м, рассчитывается как:

$$l = 1,2 \cdot H_{\text{ка}} \quad (125)$$

где $H_{\text{ка}}$ - высота котлоагрегата, м $H_{\text{ка}} = 88,4$;

$$l = 1,2 \cdot 88,4 = 106,08$$

d_3 - эквивалентный диаметр воздухопровода, м $d_3 = 2$;

$h_{\text{д}}$ - динамический напор, мм.вод.ст., определяется по скорости в воздухопроводе, принимаемой 15 м/с, и температуре уходящих газов;

$$\Delta h_{\text{тр}} = 0,02 \cdot \frac{106,08}{2} \cdot 13 = 13,79$$

$$\Delta h_{\text{впр}} = 19,5 + 13,79 = 33,29$$

2.13.3.2 Сопротивление калорифера

Для подогрева воздуха перед входом в воздухоподогреватель (рисунок 5) используют калориферы.

Для проектируемого котлоагрегата выбираем пластинчатый калорифер, сопротивление которого составляет $\Delta h_{\text{калориф}} = 34$ мм.вод.ст. [2]

2.13.3.3 Сопротивление воздухоподогревателя

Расчет сопротивления воздухоподогревателя осуществляется по следующей формуле:

$$\Delta h_{\text{взп}} = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{пов}} \quad (126)$$

где $\Delta h_{\text{тр}}$ - сопротивление поперечно омываемых труб, мм.вод.ст.;

$$\Delta h_{\text{тр}} = \Delta h_{\text{гр}} \cdot (Z_2 + 1) \cdot Z_{\text{ход}} \quad (127)$$

где $\Delta h_{\text{гр}}$ - сопротивление одного ряда труб шахматных пучков, мм.вод.ст., определяется по средним значениям скорости воздуха, м/с, и температуре °С;

Z_2 - количество рядов труб по глубине в каждом ходе;

$Z_{\text{ход}}$ - количество ходов по воздуху;

$$\Delta h_{\text{тр}} = 0,75 \cdot (53 + 1) \cdot 2 = 81$$

$\Delta h_{\text{пов}}$ - сопротивление поворотов в перепускных коробах, мм.вод.ст.;

$$\Delta h_{\text{пов}} = \xi \cdot h_{\text{д}} \quad (128)$$

где ξ - величина коэффициента местного сопротивления, принимается в зависимости от типа местного сопротивления (при повороте на 180° , $\xi = 3,5$; при повороте на 90° , $\xi = 0,9$)[2];

$$\Delta h_{\text{пов}} = 0,9 \cdot 1,4 + (3,5 \cdot 1,4) \cdot 7 = 35,56$$

$$\Delta h_{\text{взп}} = 81 + 35,56 = 116,56$$

2.13.3.4 Сопротивление воздухопроводов горячего воздуха

Суммарное сопротивление на произвольном участке воздухопровода горячего воздуха складывается из суммы местных сопротивлений и сопротивления трения, вычисленного по выпрямленной длине этого участка.

$$\Delta h_{\text{ГВ}} = \sum_{i=1}^n \Delta h_{\text{Mi}} + \Delta h_{\text{тр}} \quad (129)$$

где Δh_{Mi} - местное сопротивление, мм.вод.ст., рассчитываемое по формуле:

$$\Delta h_{\text{Mi}} = \xi_{\text{Mi}} \cdot \Delta h_{\text{д}} \quad (130)$$

где ξ_{Mi} - величина коэффициента местного сопротивления, принимается в зависимости от типа местного сопротивления (при повороте на 180° , $\xi = 2$; при повороте на 90° , $\xi = 1$) [2];

$\Delta h_{\text{д}}$ - динамический напор, мм.вод.ст., определяется по скорости в воздухопроводе, принимаемой 15 м/с, и температуре горячего воздуха;

$$\Delta h_{\text{M1}} = 1 \cdot 7 = 7$$

$$\Delta h_{\text{M2}} = 1 \cdot 7 = 7$$

$$\Delta h_{\text{M}} = 7 + 7 = 14$$

$\Delta h_{\text{тр}}$ - сопротивление трения воздухопровода, мм.вод.ст.;

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d_{\text{э}}} \cdot h_{\text{д}} \quad (131)$$

где λ - коэффициент трения, в расчетах принимаем приближенно $\lambda = 0,02$;

l - длина газохода, м, рассчитывается как:

$$l = \frac{D_{\text{не}}}{(1,55 + 0,025 \cdot D_{\text{не}})} \quad (132)$$

$d_{\text{э}}$ - эквивалентный диаметр воздухопровода, м, $d_{\text{э}} = 2$;

$$\Delta h_{\text{тр}} = 0,02 \cdot \frac{36,046}{2} \cdot 7 = 2,526$$

$$\Delta h_{\text{ГВ}} = 14 + 2,526 = 16,526$$

2.13.3.5 Сопротивление топочных и горелочных устройств

Сопротивление горелки, мм.вод.ст., выражается формулой:

$$\Delta h_{\text{гор}} = \xi_{\text{гор}} \cdot h_{\text{д}} \quad (133)$$

где $\xi_{\text{гор}}$ - коэффициент сопротивления горелочного устройства, принимается $\xi_{\text{гор}} = 2$;

$$\Delta h_{\text{гор}} = 2 \cdot 13 = 26$$

2.13.3.6 Самотяга

Самотяга любого участка воздушного тракта может быть рассчитана по формуле:

$$h_c = \pm H \cdot g \cdot \left(1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{t_{\text{в}} + 273} \right) \quad (134)$$

Самотяга воздушного тракта рассчитывается только для двух участков: воздухоподогреватель и воздухопровод горячего воздуха.

Самотяга воздухоподогревателя:

$$t_{\text{в}} = \frac{t_{\text{гв}} + t_{\text{хв}}}{2} \quad (135)$$

$$t_{\text{в}} = \frac{300 + 30}{2} = 165$$

$$h_c = 22,025 \cdot 9,81 \cdot \left(1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{165 + 273} \right) = 87,995$$

Самотяга воздухопровода горячего воздуха

$$t_{\text{в}} = 300$$

$$h_c = -8 \cdot 9,81 \cdot \left(1,23 - 1,32 \cdot \frac{273}{300 + 273} \right) = -47,174$$

Величина результирующей самотяги, мм.вод.ст., воздушного тракта:

$$H_c = \sum h_c \quad (136)$$

$$H_c = 87,995 - 47,174 = 40,821$$

2.13.3.7 Перепад полных давлений по тракту

Перепад полных давлений в воздушном тракте определяется по формуле:

$$\Delta H_{\text{п}} = \Delta H_{\text{в}} - H_c - h'_{\text{т}} \quad (137)$$

где $\Delta H_{\text{в}}$ - суммарное сопротивление воздушного тракта котла, мм.вод.ст.;

$$\Delta H_{\text{в}} = \Delta h_{\text{впр}} + \Delta h_{\text{калориф}} + \Delta h_{\text{вп}} + \Delta h_{\text{гв}} + \Delta h_{\text{гор}} \quad (138)$$

$$\Delta H_B = 33,29 + 340 + 116,56 + 16,526 + 26 = 532,37$$

h'_T - разряжение на уровне горелочных устройств, мм.вод.ст.:

$$h'_T = h''_T + 0,95 H' \quad (139)$$

где h''_T - разряжение на выходе из топки, мм.вод.ст.;

H' - расстояние по вертикали между высшей точкой сечения выхода газов из топки и средним сечением ввода воздуха в топку, м;

$$h'_T = 3 + 0,95 \cdot 60 = 60$$

$$\Delta H_{II} = 532,37 - 40,821 - 60 = 431,552$$

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

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

Необходимое по расчету полное давление, мм.вод.ст., которое должен развивать дутьевой вентилятор:

$$H_B = \beta_2 \cdot \Delta H_{II} \quad (140)$$

$$H_B = 1,2 \cdot 431,552 = 517,86$$

Производительность вентилятора, м³/с:

$$Q_p = \beta_1 \cdot V_B \quad (141)$$

где β_1 - коэффициент запаса по производительности, $\beta_1 = 1,1$;

V_B - расход воздуха при номинальной нагрузке котла, м³/с;

$$V_B = V_p \cdot V_B^0 \cdot (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} + \Delta\alpha_{взп}) \cdot \frac{t_{хв} + 273}{273} \quad (142)$$

где $\Delta\alpha_{пл}$ - присос воздуха в системе пылеприготовления, $\Delta\alpha_{пл} = 0,04$;

$\Delta\alpha_{взп} = 0,03$ - относительная утечка холодного воздуха в воздухоподогревателе;

$t_{хв}$ - температура холодного воздуха, °С;

$$V_B = 118,92 \cdot 7,361 \cdot (1,2 - 0,08 - 0,04 + 0,03) \cdot \frac{30 + 273}{273} = 617,56$$

$$Q_p = 1,1 \cdot 617,56 = 679,31$$

Как правило, для обеспечения надежности работы котельной установки на один котел устанавливаются два дутьевых вентилятора, соответственно производительность одного вентилятора, м³/с, определяется по формуле:

$$Q_B = \frac{Q_p}{2} \quad (143)$$

$$Q_B = \frac{679,31}{2} = 339,657$$

Выбираем марку дутьевого вентилятора по найденной производительности [2].

Дутьевой вентилятор типа ВДОД-31,5, с частотой оборотов $n=585$ об/мин. Коэффициент полезного действия выбранного вентилятора $\eta = 0,6$. Расчетная мощность двигателя, кВт, определяется по формуле:

$$N_B = \beta_3 \cdot \frac{Q_B \cdot H_B \cdot 10^{-3}}{\eta} \quad (144)$$

где β_3 - коэффициент запаса по потребляемой мощности, $\beta_3 = 1,05$

$$N_B = 1,05 \cdot \frac{339,657 \cdot 3,6 \cdot 517,86 \cdot 10^{-3}}{0,6} = 1108,11$$

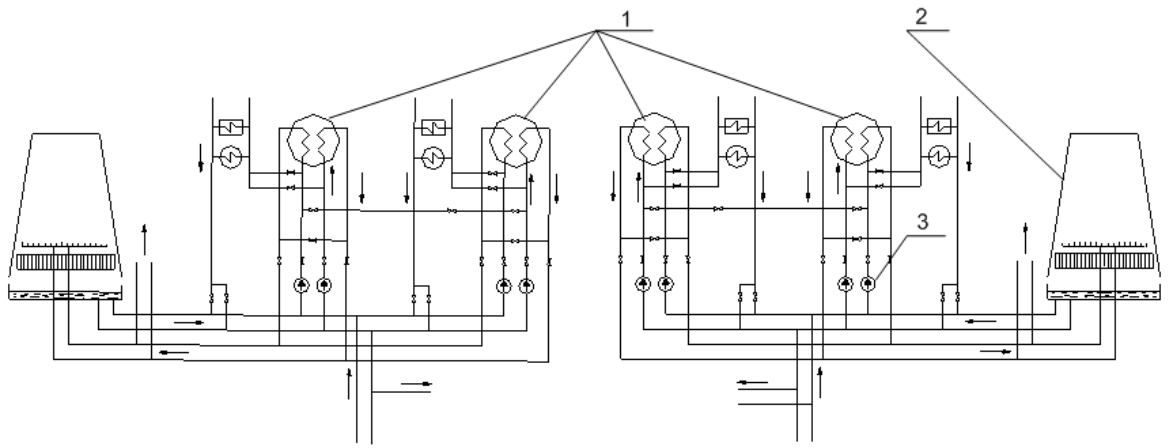
3 Общая часть

3.1 Схема технического водоснабжения

В технологическом процессе выработки тепла и электрической энергии вода является, во-первых, рабочим телом термодинамического цикла; во-вторых, она служит в качестве теплоносителя, при помощи которого огромные количества тепла перемещаются на станции от более нагретых тел к менее нагретым.

Воду расходуют также в больших количествах для хозяйственных и бытовых нужд. Расход воды зависит от типа электростанции, рода сжигаемого топлива, типа и мощности установленного оборудования, температуры воды, применяемой для охлаждения, степень совершенства эксплуатации станции.

На проектируемой станции, на четыре блока используется две градирни (см. рисунок б). Так же для упрощения расчета считаем, что градирня имеет форму цилиндра.



1 - конденсаторы турбин; 2 - градирни; 3 - циркуляционные насосы
 Рисунок 6 - принципиальная схема включения градирен

Основными характеристиками градирен являются площадь поверхности охлаждения оросительного устройства и высота вытяжной башни.

Площадь оросительного устройства, м²:

$$F_{\text{ор}} = \frac{\lambda \cdot G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}} \cdot v_{\text{ор}}} \quad (145)$$

где λ - относительный расход воздуха [8];

$G_{\text{в}}$ - расход охлаждающей воды, кг/с [8];

$v_{\text{ор}}$ - скорость воздуха, м/с [8];

$$F_{\text{ор}} = \frac{0,5 \cdot 22870 \cdot 2}{1,164 \cdot 0,8} = 24560$$

Диаметр градирни может быть найден по следующей формуле, м:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{ор}}}{\pi}} \quad (146)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 24560}{3,14}} = 176,9$$

Высота градирни, м:

$$H_{\text{гр}} = \frac{F_{\text{ор}}}{\pi \cdot D} \quad (147)$$

$$H_{\text{гр}} = \frac{24560}{3,14 \cdot 176,9} = 44,2$$

3.2 Проектирование топливного хозяйства ГРЭС

3.2.1 Выбор приемно-разгрузочных устройств

Транспортироваться топливо будет по железной дороге в вагонах грузоподъемностью 60 тонн.

Расчетный расход топлива на работу парогенератора составляет:

$$B_p = 118,92 \text{ кг/с}$$

Часовой расход топлива составит, т/ч:

$$B_q = B_p \cdot n \cdot 3,6(148)$$

где n - количество парогенераторов;

$$B_q = 118,92 \cdot 4 \cdot 3,6 = 1712,44$$

По расходу топлива на станцию используем три вагоноопрокидывателя роторного трехпорного типа по [8]. Характеристики вагоноопрокидывателя:

число опрокидываний за 1 час - 30;

теоретическая производительность - 2790/1800 т/ч;

мощность электродвигателей - 36x2 кВт;

3.2.2 Ленточные конвейеры

Суточный расход топлива на станцию, т/сут, составляет:

$$B_{\text{сут}} = B_q \cdot 24 \quad (149)$$

$$B_{\text{сут}} = 1712,44 \cdot 24 = 41098,56$$

Топливо подается в котельный цех двумя параллельными линиями (нитками) ленточных конвейеров, одна из которых рабочая, другая резервная.

Расчетная часовая производительность каждой нитки:

$$B_{\text{расч}} = \frac{B_{\text{сут}}}{T} \quad (150)$$

где T - число часов работы топливоподачи, ч;

$$B_{\text{расч}} = \frac{41098,56}{21} = 1957$$

Производительность ленточного конвейера, т/ч, приближенно определяется по формуле:

$$B_{\text{л}} = b^2 \cdot c \cdot \gamma \cdot K \quad (151)$$

где b - ширина ленты, м;
 c - скорость ленты, м/с;
 γ - насыпной вес топлива, т/м³;
 K - коэффициент, учитывающий угол естественного откоса топлива на ленте [8];

$$B_L = 1,2^2 \cdot 2,5 \cdot 0,85 \cdot 345 = 1055,7$$

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

$$W_6 = \frac{K_1 \cdot Z \cdot c + 2 \cdot B_L \cdot Z + 37 \cdot B_L \cdot H}{1000 \cdot 1,36} \cdot K_1 \quad (152)$$

где Z - длина конвейера между центрами приводного и концевой барабана, м;
 H - высота подъема по вертикали между центрами приводного и концевой барабана, м;

K_1 - коэффициент, зависящий от ширины ленты [8];

$$W_6 = \frac{629 \cdot 50 \cdot 2,5 + 2 \cdot 1055,7 \cdot 50 + 37 \cdot 1055,7 \cdot 5}{1000 \cdot 1,36} \cdot 1,05 = 292,9$$

Мощность, потребляемая электродвигателем приводной станции, кВт:

$$W_{\text{эл}} = \frac{K_3 \cdot W_6}{\eta_{\text{эд}} \cdot \eta_{\text{р}}} \quad (153)$$

где K_3 - коэффициент запаса [8];
 $\eta_{\text{эд}}$ - КПД электродвигателя [8];
 $\eta_{\text{р}}$ - КПД редуктора [8];

$$W_{\text{эл}} = \frac{1,25 \cdot 292,9}{0,95 \cdot 0,97} = 397,3$$

3.2.3 Дробилки

Применяем на проектируемой станции двухступенчатое дробление:

Первая ступень: зубчатые дробилки типа ДДЗ-500-6:

- производительность - 300 т/ч;
- частота вращения - 235 об/мин;
- мощность электродвигателя - 340 кВт;
- диаметр ротора - 500 мм;
- длина ротора - 1200 мм;

Вторая ступень: молотковые дробилки типа ДМН 21-18,5

- производительность - (500-600) т/ч;
- частота вращения - 490 об/мин;
- мощность электродвигателя - 900 кВт;
- диаметр ротора - 2100 мм;
- длина ротора - 1850 мм;

Емкость бункера сырого угля:

$$V_6 = \frac{B_{\text{ч}} \cdot \tau}{\gamma_{\text{нас}} \cdot K_3} \quad (154)$$

$$V_6 = \frac{1712,44 \cdot 6}{0,85 \cdot 0,8} = 15109,7$$

Для подачи угля из бункера используем ленточный питатель пыли:
ширина ленты - 800 мм;

- длина - 2 м;
- производительность при высоте слоя 0,2 м - 270 м³/ч;
- требуемая мощность - 4,5 кВт;

3.2.4 Топливные склады

Емкость склада угля рассчитывается на месячный расход при 20 часах работы в сутки всех котлов, т:

$$B = B_{\text{ч}} \cdot 30 \cdot 20 \quad (155)$$

$$B = 1712,44 \cdot 30 \cdot 20 = 1027464$$

Площадь, непосредственно занятая штабелем, м:

$$F = \frac{24 \cdot B_{\text{ч}} \cdot n}{h \cdot \gamma \cdot \varphi} \quad (156)$$

где n - число суток запаса топлива на складе;

h - высота штабеля, м;

φ - коэффициент, учитывающий угол естественного откоса (сползания) топлива в штабеле [8];

$$F = \frac{24 \cdot 1712,44 \cdot 30}{30 \cdot 0,85 \cdot 0,8} = 60439,05$$

4 Генеральный план станции

Генеральный план – план размещения на выбранной производственной площадке электростанции, ее основных и вспомогательных сооружений.

Генеральный план электростанции включает следующие производственные и подсобные здания и сооружения: главный корпус внутри которого размещается турбинное и котельное отделения, помещения для деаэраторов, щиты управления, оборудование пылеприготовления, бункера угля и пыли; топливоподача, состоящая из разгрузочного устройства, дробильного помещения, эстакад для ленточных транспортеров; склады топлива; распределительное устройство генераторного напряжения, повышающие трансформаторы и распределительные устройства, обычного открытого типа; дымовые трубы; химводоочистка; система технического водоснабжения; система золо- и шлакоудаления с золоотвалами; мазутное хозяйство; здания и сооружения подсобного назначения: мастерские, склады, гараж, пожарная охрана, а также железнодорожные пути, автомобильные дороги, устройства водоснабжения, канализации.

Объекты топливного хозяйства расположены с подветренной стороны, со стороны котельного отделения. Открытое распределительное устройство расположено с фасадной стороны главного здания.

Выход через проходную и въезд на территорию электростанции предусмотрен со стороны торцевой стены главного корпуса. Со стороны постоянного торца главного корпуса размещают административный и быденный вспомогательный корпуса, который соединен с главным закрытыми переходными галереями.

Все здания и сооружения размещаются, как правило, в пределах основной ограды электростанции. Вне основной ограды размещаются золоотвалы, градирни, а также ряд других сооружений.

5 Компонировка главного корпуса

Главным корпусом электростанции называют главное ее здание, в котором размещают основное и связанное с ним вспомогательное оборудование. В главный корпус подается топливо, подлежащее использованию, вода для охлаждения отработавшего пара турбоагрегатов и для других целей. Из главного корпуса отводится охлаждающая вода после конденсаторов, дымовые газы котла, выводится конечная продукция – электрическая энергия и тепловая энергия с паром и горячей водой. Под компоновкой главного корпуса электростанции понимают взаимное размещение оборудования и строительных конструкций. При выборе компоновки главного корпуса основным является принцип размещения оборудования в соответствии с последовательностью технологического процесса.

Компоновка главного корпуса зависит от типа проектируемой ТЭС, мощности начальных параметров, назначения станции, вида топлива, климатических условий района.

В главном корпусе выделено два помещения для размещения основного оборудования, котельное и турбинное отделение. Турбина имеет продольное расположение, вокруг предусмотрены площадки обслуживания, что позволяет иметь в помещении проемы, свободные от перекрытия. Так же в турбинном отделении расположен конденсатор, регенеративные подогреватели и другие теплообменники, питательные, конденсатные, дренажные и прочие теплообменники. В помещении котельного отделения предусмотрены железнодорожные и автомобильные въезды. Между котельным и турбинным отделениями предусмотрены помещения для бункеров пыли, деаэраторов и конвейеров топливоподачи. Для организации ремонта основного и вспомогательного оборудования в отделениях главного корпуса предусмотрены помещения мастерских и ремонтно-монтажных площадок, а также помещения для лабораторий теплового контроля и автоматики и мостовые краны, расположенные в котельном и турбинном отделениях.

6 Охрана окружающей среды

Тепловые электрические станции наравне с другими тяжелыми и грязными производствами являются источниками загрязнения окружающей нас среды. Природное топливо в органической части содержит вещества, такие как азот, сера, которые при окислении преобразуются в опасные, для человека и разрушительными для азотного слоя Земли, газы. Кроме опасных соединений, в дымовых газах так же присутствует зола, не уловленная в золоуловителях, и являющаяся радиационным загрязнителем. По этой причине на тепловые станции налагаются крупные штрафы за превышение установленных для каждой территории максимально допустимых выбросов.

Расчет выбросов, а также рассеивание определяют какую высоту дымовой трубы необходимо выбрать для того чтобы приземная концентрация на уровне дыхания не превышала допустимую норму.

6.1 Определение выбросов вредных веществ в атмосферу

Расчет содержания оксидов серы в дымовых газах:

Масса диоксида серы, г/с:

$$M_{SO_2} = 2 \cdot \frac{S^p}{100} \cdot B_p \cdot (1 - \eta_{SO_2}^I) \cdot (1 - \eta_{SO_2}^{II}) \quad (194)$$

где S^p - содержание серы в исходном топливе, % (см. таблицу 1);

B_p - расход топлива на котел, кг/с;

$\eta_{SO_2}^I = 0$ - удержание серы летучей золой в газоходах, [12];

$\eta_{SO_2}^{II} = 0,2$ - доля оксидов серы, улавливаемых в золоуловителе, [12];

$$M_{SO_2} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,3}{100} \cdot 118,92 \cdot (1 - 0,2) \cdot (1 - 0) = 570,82$$

Расчет содержания твердых частиц в дымовых газах:

Выброс золы в атмосферу в единицу времени с учетом улавливания ее в золоуловителе, г/с:

$$M_{зол} = 10^3 \cdot \alpha_{ун} \frac{A^p + q_4 \cdot \frac{Q_H^p}{327}}{100} \cdot B_p \cdot (1 - \eta_{зy}) \quad (195)$$

где $\eta_{зy} = 0,99$ - степень улавливания частиц в комбинированном (БЦ + электрофильтр) золоуловителе;

$\alpha_{ун} = 0,95$ - доля уноса золы с дымовыми газами;

q_4 - потери с механическим недожогом;

$$M_{зол} = 10^3 \cdot 0,95 \frac{7,2 + 1,4 \cdot \frac{15,28}{32,7}}{100} \cdot 118,92 \cdot (1 - 0,99) = 7,6$$

Расчет содержания окислов азота в дымовых газах:

$$M_{NOx} = 0,34 \cdot 10^{-7} \cdot K \cdot B_p \cdot Q_H^p \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \cdot \beta_1 \cdot (1 - \xi_1 \cdot r) \cdot \beta_2 \cdot \beta_3 \cdot \xi_2 \quad (196)$$

где $K = 10,725$ - коэффициент, характеризующий выход оксидов на 1 тонну сожженного условного топлива, кг/т [12];

$$\beta_1 = 0,178 + 0,45 \cdot 1,9 = 1,033$$

$\beta_2 = 0,85$ - коэффициент, учитывающий конструкцию горелок;

$\beta_3 = 1$ - коэффициент, учитывающий температурный уровень в камере горения;

$\xi_1 = 0,75$ - коэффициент, учитывающий способ ввода газов в топку;

$$M_{NOx} = 0,34 \cdot 10^{-7} \cdot 10,725 \cdot 118,92 \cdot 15,28 \cdot \left(1 - \frac{0,5}{100}\right) \cdot 1,033 \cdot (1 - 0,01 \cdot 20) \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 0,75 = 415,29$$

Суммарные массовые выбросы КЭС:

$$M = M_{зол} + M_{SO_2} + M_{NOx} \cdot \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_{NOx}} \quad (197)$$

$$M = \left(7,6 + 570,82 + 415,29 \cdot \frac{0,5}{0,85}\right) \cdot 4 = 3290,83$$

6.2 Выбор высоты дымовой трубы

Минимально допустимая высота дымовой трубы определяется по формуле, м:

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot m}{\text{ПДК}_{\text{SO}_2}} \cdot \sqrt[3]{\frac{Z}{V_r \cdot \Delta t}}} \quad (198)$$

где $A=200$ - коэффициент, учитывающий условия вертикального и горизонтального рассеяния примеси в воздухе;

m - безразмерный коэффициент, учитывающий влияние скорости выхода газов из устья трубы. Зададимся $m=1,44$ с последующим уточнением;

$Z=1$ - количество дымовых труб;

$V_r = 715,647 \text{ м}^3/\text{с}$ - суммарный объем удаляемых дымовых газов через трубу;

$\Delta t = 114 \text{ }^\circ\text{C}$ - разность температур выходящих из трубы дымовых газов и окружающего воздуха;

$$H = \sqrt{\frac{200 \cdot 3290,83 \cdot 1,44}{0,5} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{715,647 \cdot 114}}} = 209,201$$

Принимаем высоту трубы равную $H=250\text{м}$. Далее определяем следующие параметры:

$\omega = 15$ - Скорость газов в устье дымовой трубы, м/с

$$f = \frac{10^3 \cdot \omega_0 \cdot D}{\Delta t \cdot H^2} \quad (199)$$

где $D=9,6$ м - диаметр устья дымовой трубы;

$$f = \frac{10^3 \cdot 15 \cdot 9,6}{114 \cdot 250^2} = 0,02$$

Коэффициент m определяется в зависимости от параметра f :

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{f} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{f}} \quad (200)$$

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{0,02} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{0,02}} = 1,44$$

Максимальная приземная концентрация выбросов вредных веществ из дымовой трубы, $\text{мг}/\text{м}^3$:

$$C_{\text{max}} = \frac{A \cdot M \cdot m}{H^2} \cdot \frac{Z}{\sqrt[3]{V_r \cdot \Delta t}} \quad (201)$$

$$C_{max} = \frac{200 \cdot 3290,83 \cdot 1,44}{250^2} \cdot \frac{Z}{\sqrt[3]{715,647 \cdot 114}} = 0,35$$

$C_{max} < \text{ПДК}_{SO_2}$, принимаем высоту дымовой трубы 250 м, изготавливаем трубу из железобетона.

Эффективная высота выброса дымовых газов складывается из геометрической высоты трубы и высоты подъема факела дымовых газов:

$$H_{\text{эф}} = H + 1,9 \cdot \frac{D \cdot w_0}{v \cdot \varphi} \quad (202)$$

где $\varphi = 1,54$ - коэффициент, учитывающий возрастание скорости ветра с высотой трубы;

$v = 5$ - скорость ветра на высоте 10 м над уровнем земли;

$$H_{\text{эф}} = 250 + 1,9 \cdot \frac{9,6 \cdot 15}{5 \cdot 1,74} = 270,96$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной работе был выполнен проект ГРЭС мощностью 3200 МВт. Рассмотрен вариант установки котельного агрегата башенной компоновки с кольцевой топкой, работающий на суперсверхкритических параметрах пара, с одним промежуточным промперегревом. Был применен байпас части воды помимо ПВД, а также байпас части конденсата помимо ПНД, расположенных в хвостовых поверхностях котла.

Для проверки эффективности данного проекта проведены следующие расчеты:

- расчет тепловой схемы турбины;
- тепловой расчет котлоагрегата;
- расчет технико-экономических показателей работы станции
- аэродинамический расчет котла;
- расчет выбросов вредных веществ;

Из расчета тепловой схемы видно, что применение технологии байпасирования позволяет снизить удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии.

Расчет котельного агрегата по конструкторской методике позволил найти основные габаритные размеры поверхностей нагрева, высоту котельного агрегата, которая составила 100,2 метра.

Аэродинамический расчет котла показывает, что величина сопротивления газовоздушного тракта при башенной компоновке составляет приемлемую величину, по газовому тракту - 202,95 мм. вод. ст., по воздушному - 431,552 мм. вод. ст. и позволяет установить тягодутьевые машины следующих марок: дымосос типа ДОД-43 с частотой вращения 740 об/мин и дутьевой вентилятор ВДОД-31,5 с частотой вращения 585 об/мин.

Из расчета выбросов вредных веществ видно, что их величина не превышает допустимые значения: твердые вещества - 7,6 г/с, NOx - 415,29 г/с, SO₂ - 570,82 г/с, а высота дымовой трубы составила 250 метров.

Экономический расчет позволил определить срок окупаемости, который составляет 11,82 лет, что подтверждает высокую эффективность проекта.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла) Учебное пособие / Бойко Е. А., Деринг И. С., Охорзина Т. И. Красноярск 2005.
2. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (аэродинамический расчет котельных установок) Учебное пособие / Бойко Е. А., Деринг И. С., Охорзина Т. И. Красноярск 2006.
3. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (Выбор и расчет систем пылеприготовления и горелочных устройств котельных агрегатов) Учебное пособие / Бойко Е. А., Деринг И. С., Охорзина Т. И. Красноярск 2006.
4. СТО 4.2–07–2014. Система менеджмента качества. Общие требования к построению, изложению и оформлению документов учебной деятельности. Введен взамен СТО 4.2–07–2012. Дата введения 30 декабря 2013 г. Красноярск: ИПК СФУ, 2014. – 60с.
5. Цыганок, А. П. Тепловые электрические станции : учеб. пособие для вузов / А. П. Цыганок, С. А. Михайленко. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2003. – 300 с.
6. Цыганок, А. П. Проектирование тепловых электрических станций : учеб. пособие для вузов / А. П. Цыганок, С. А. Михайленко. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 136 с.
7. Григорьев, В. А. Тепловые и атомные электрические станции : справочник / В. А. Григорьева, В. М. Зорин. – М. : Энергоатомиздат, 1982. – 624 с.
8. Цыганок, А. П. Тепловые и атомные электрические станции : учеб. пособие для вузов: В 2 ч. Ч. 2 / А. П. Цыганок. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2000. – 123 с.
9. Ривкин, С. Д. Теплофизические свойства воды и водяного пара : справочник / С. Д. Ривкин, А. А. Александров. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 79 с.
10. Деринг, И. С. Котельный агрегат : справочно- нормативные данные по курсовому проектированию для студентов специальности 100500 / И. С. Деринг, В. А. Дубровский, Т. И. Охорзина – Красноярск: КГТУ, 2000. – 40 с.
11. Рыжкин, В. Я. Тепловые электрические станции / В. Я. Рыжкин. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
12. Росляков, П. В. Расчет вредных выбросов ТЭС в атмосферу : учеб. пособие, 2-е изд. испр. и доп. / П. В. Росляков. – М. : Издательство МЭИ, 2002. – 84 с.
13. Оценка экономической эффективности инвестиций в энергетические объекты: учебно-методическое пособие [Электронный ресурс] : / Сост. М.В. Зубова, И. А. Астраханцева, В.А. Финоченко. – Красноярск : Сиб. федер. ун-т, 2017. – 55с.

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт
институт

Тепловые электрические станции
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой


подпись

Е.А. Бойко
инициалы, фамилия


« 04 » 07 20 19 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника
код – наименование направления

Проект ГРЭС 3200 МВт на суперсверхкритические параметры пара
тема


Руководитель


05.07.19
подпись, дата

д.т.н., профессор
должность, ученая степень


Е.А. Бойко
инициалы, фамилия

Выпускник


03.07.19
подпись, дата


Е.О. Казаков
инициалы, фамилия

Тех. контроль


04.07.19
подпись, дата

С.А. Михайленко
инициалы, фамилия

Нормоконтролер


03.06.19
подпись, дата

П.В. Шишмарев
инициалы, фамилия

Красноярск 2019

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт
институт

Тепловые электрические станции
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой


подпись

Е.А. Бойко
инициалы, фамилия

« 04 » 07 20 19 г.

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

Студенту Казакову Егору Олеговичу
фамилия, имя, отчество

Группа ФЭ15-01Б Направление (специальность) 13.03.01
номер группы код

Теплоэнергетика и теплотехника
наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект ГРЭС 3200 МВт на суперсверхкритические параметры пара

Утверждена приказом по университету № 5016/с от 16 апр. 2019 г

Руководитель ВКР Е.А. Бойко, д.т.н., профессор, кафедра ТЭС
инициалы, фамилия, должность, ученая степень, место работы

Исходные данные для ВКР Район размещения – Красноярский край;
электрическая мощность – 3200 МВт; топливо – бурый уголь марки 2Б

Перечень разделов ВКР Вводная часть, экономическая часть, расчетная часть

Перечень графического материала

Лист 1. Принципиальная тепловая схема турбины К-800-275

Лист 2. Генеральный план

Лист 3. Разрез главного корпуса

Лист 4. Поперечный разрез котла

Руководитель ВКР


подпись

Е.А. Бойко
инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению


подпись

Е.О. Казаков
инициалы и фамилия

« 17 » 06 20 19 г.