

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Некоммерческое акционерное общество
АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ

кафедра Техническое энергетическое оборудование²⁷

«Допущен к защите»
Заведующий кафедрой _____

(Ф.И.О., ученая степень, звание)

« _____ » _____ 20__ г.
(подпись)

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

На тему: Реконструкция АТЭС-2
с расчетами ПВД

Специальность 5В071700 Техническое

Выполнил (а) Нургазина Н.Н. ТЭС-12-2
(Фамилия и инициалы) группа

Научный руководитель Генбач А.А., д.т.н., профессор
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

Консультанты:

по экономической части:

Нарашенов С.Э., к.э.н., профессор
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
« 25 » _____ 20__ г.
(подпись)

по безопасности жизнедеятельности:

Мананбаева С.Э., ст. преподаватель
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
« 12 » _____ 20__ г.
(подпись)

по применению вычислительной техники:

Генбач А.А., д.т.н., профессор
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
« _____ » _____ 20__ г.
(подпись)

(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

« _____ » _____ 20__ г.
(подпись)

Нормоконтролер:

Ис. Т.М., ст. преподаватель
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
« 7 » _____ 20__ г.
(подпись)

Рецензент:

Олжабаев М.С., зам. начальника ТЭУ-2
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
« _____ » _____ 20__ г.
(подпись)

Алматы 2016 г.

					ДП.5В071700.ДО.ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.		Нургазина Н					
Руковод.		Генбач А.А.					
Реценз.		Олжабаев М.С.					
Н. Контр.		Ем Т.М.					
Зав. каф.		Кибарин А.А.					
					Содержание		
					Лит. Лист Листов		
					АУЭС, кафедра ТЭУ, гр. ТЭС-12-2		

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Некоммерческое акционерное общество
АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ

Факультет Теплоэнергетика
Специальность 5В071700 Теплоэнергетика
Кафедра „Тепловое энергетическое оборудование“

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломного проекта

Студент Нургазиева Нуригул Нурмановна
(фамилия, имя, отчество)
Тема проекта Реконструкция АТЭС-2
с расчетом ПВД

утверждена приказом ректора № 148 от «19» сентября 2015 г.
Срок сдачи законченной работы « » 20 г.
Исходные данные к проекту требуемые параметры результатов проектирования (исследования) и исходные данные объекта
 $p_0 = 12,8 \text{ МПа}$; $t_0 = 540^\circ\text{C}$;

Перечень подлежащих разработке дипломного проекта вопросов или краткое содержание дипломного проекта:

Краткое описание существующей части
Алматинского ТЭС-2
Выбор и описание основного оборудования ТЭС
Тепловое расчет турбины Т-180 / 10-130-1МЗ
Выбор вспомогательного оборудования ТЭС
Специальный вопрос: Тепловое расчет
перехватчик высокого давления
Безопасность эксплуатации и охрана труда
Экономическая часть дипломного проекта


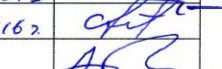
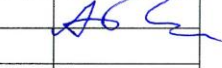
Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)

Генеральный план
 Поперечный разрез шатрового корпуса
 Трансформаторная тепловая схема Т-110/210-130
 Конструктивная схема ПВД

Рекомендуемая основная литература

В. Я. Рожков. Тепловые электрические станции
 - М.: Энергоатомиздат, 1987 г.
 А. А. Александров, С. А. Ривкин. Энергоэкономические свойства воды и водяного пара. Справочник. - М.: Энергоатомиздат, 1984 г.

Консультанты по проекту с указанием относящихся к ним разделов

Раздел	Консультант	Сроки	Подпись
БЖД	Маманбаева С.Е.	11.02 - 20.05.16г.	
экономический расчет спецвопрос	Тарасов С.Г.	11.02 - 25.05.16г.	
	Гембар А.А.		

АННОТАЦИЯ

В данном дипломном проекте «Реконструкция Алматинской ТЭЦ-2 с расчетом ПВД» планируется выбор основного оборудования для увеличения мощности станции, расчет тепловой схемы и выбор вспомогательного оборудования. В качестве специального вопроса выбран тепловой расчет подогревателя высокого давления, который сводится к определению величины поверхности нагрева подогревателя и его конструктивных размеров.

В разделе безопасности жизнедеятельности и охраны труда произведён акустический расчет в турбинном цехе, перечислены мероприятия по снижению уровня шума, произведен расчёт предохранительного устройства подогревателя высокого давления и приведены рекомендации по выбору предохранительных клапанов.

В экономическом разделе проекта произведен расчет себестоимости отпуска электрической и тепловой энергии после расширения ТЭЦ.

ANNOTATION

A selection of a main equipment to increase the capacity of the station, a calculation of the thermal circuit and the selection of a support equipment are planned in this diploma project named «Reconstruction of Almaty TPP-2 with the calculation of high pressure feed heater». The thermal calculation of high pressure feed heater which reduced to the determination of the amount of heating surface and its constructional dimensions is selected as a special issue.

An acoustic calculation in turbine workshop is made, actions for decrease the noise level of safety devices are listed, calculation of the safety device of a high pressure feed heater is made and recommendations about the choice of safety valves are provided in the activity's safety and protection of labour section.

A calculation of cost price of electrical and heat energy after expansion of combined heat and power plant is made in the economic section of the project.

АНДАТПА

«Жоғары қысымды қыздырғыштарды есептеу арқылы №2 Алматы ЖЭО-ның қайта жаңартуы» дипломдық жобасында станса қуатын көтеру үшін негізгі және қосалқы жабдықтарды таңдауы және жылу сызбасының есептеуі жоспарланған. Арнайы сұрақ ретінде жоғары қысымды қыздырғыштардың есептеуі қабылданған.

Тіршілік қауіпсіздігі мен еңбекті қорғау дипломдық жоба бөлімінде турбиналық цехында акустикалық есептеу жүргізілген, шуылды басу іс-шаралары айтып шығарылған, жоғары қысымды қыздырғыштарда орнатылған сақтандыру құрылғысының есептеуі жүргізілген және сақтандырғыш клапанды таңдау бойынша рекомендациялар келтірілген.

Дипломдық жобасының экономикалық бөлімінде ЖЭО-ның кеңейту жағдайында электр қуаты мен жылу энергиясының өзіндік құнын анықтау үшін есеп өткізілген.

Содержание

Аннотация

Введение

1. Краткое описание существующей части Алматинской ТЭЦ-2

- 1.1. Установленная электрическая и тепловая мощность станции
- 1.2. Описание тепловой схемы ТЭЦ-2
- 1.3. Выдача тепла от ТЭЦ-2
- 1.4. Состав основного оборудования ТЭЦ-2
- 1.5. Компоновка существующей части главного корпуса
- 1.6. Генеральный план ТЭЦ-2
- 1.7. Характеристика топлива

2. Выбор и описание основного оборудования ТЭЦ

- 2.1. Выбор турбоустановок
- 2.2. Выбор пиковых водогрейных котлов
- 2.3. Выбор энергетических котлов

3. Тепловой расчёт турбины Т-180/210-130-1 ЛМЗ

- 3.1. Расчет сетевой подогревательной установки
- 3.2. Расчет продувки
- 3.3. Распределение регенеративного подогрева питательной воды по ступеням
- 3.4. Определение параметров воды и пара в тепловой схеме
- 3.5. Расчет подогревателей высокого давления
- 3.6. Расчет деаэратора
- 3.7. Расчет подогревателей низкого давления
- 3.8. Определение мощности турбины на заднем режиме

4. Выбор вспомогательного оборудования ТЭЦ

- 4.1. Выбор расширителей непрерывной продувки
- 4.2. Выбор деаэраторов питательной воды
- 4.3. Выбор питательных насосов
- 4.4. Выбор сетевых насосов

5. Специальный вопрос. Тепловой расчёт подогревателя высокого давления

- 5.1. Расчетная схема подогревателя
- 5.2. Тепловой расчет собственно подогревателя
- 5.3. Тепловой расчет охладителя пара
- 5.4. Тепловой расчет охладителя дренажа

6. Безопасность жизнедеятельности и охрана труда

5.5. Анализ условий труда в турбинном цехе

5.6. Расчетная часть

5.6.1. Акустический расчет в турбинном цехе

5.6.2. Сосуды под давлением. Расчет предохранительных устройств

5.7. Вывод по разделу

6. Экономическая часть дипломного проекта

6.1. Определение себестоимости отпуска электрической и тепловой энергии от ТЭЦ-2

6.2. Расчетная часть

6.2.1. Определение эксплуатационных затрат

6.2.2. Расчет себестоимости отпуска энергии

6.3. Выводы по разделу

Заключение

Список литературы

Введение

Целесообразность увеличения мощности станции обуславливается ростом энергетических нагрузок определенного района. Расширение действующей электростанции может служить для улучшения ее энергетических показателей.

В данном дипломном проекте «Реконструкция Алматинской ТЭЦ-2 с расчетом ПВД» планируется выбор основного оборудования для увеличения мощности станции, расчет тепловой схемы и выбор вспомогательного оборудования. В качестве специального вопроса выбран тепловой расчет подогревателя высокого давления, который сводится к определению величины поверхности нагрева подогревателя и его конструктивных размеров.

В разделе безопасности жизнедеятельности и охраны труда произведён акустический расчет в турбинном цехе, перечислены мероприятия по снижению уровня шума, произведен расчёт предохранительного устройства подогревателя высокого давления и приведены рекомендации по выбору предохранительных клапанов.

В экономическом разделе произведен расчет себестоимости отпуска электрической и тепловой энергии после расширения ТЭЦ.

Расширение действующей ТЭЦ-2 может обеспечить теплоснабжением Алатауский район г. Алматы, на территории которого формируется крупная перспективная зона с высокой плотностью тепловой нагрузки: зона размещения объектов Универсиады – 2017 года и объектов Программы «Доступное жилье-2020».

1. Краткое описание существующей части Алматинской ТЭЦ-2

Строительство Алматинской ТЭЦ-2 осуществлялось двумя очередями. В составе I очереди были введены три котла БКЗ-420-140-7С и три турбины ПТ-80/100-130/13, в составе II очереди – четыре котла БКЗ-420-140-7С, одна турбина Р-50-130/13 и две турбины Т-110/120-130-5. Кроме того, по отдельному рабочему проекту было начато строительство котельного агрегата №8 БКЗ-420-140-7С и бойлерной установки.

1.1 Установленная электрическая и тепловая мощность станции

Электрическая мощность ТЭЦ-2 составляет:

- установленная - 510 МВт;
- располагаемая - 361 МВт.

Тепловая мощность ТЭЦ-2 составляет:

- установленная - 1176 Гкал/ч, в том числе по турбинам - 1042 Гкал/ч;
- располагаемая - 750 Гкал/ч, в том числе по турбинам - 750 Гкал/ч.

Основными причинами ограничения электрической и тепловой мощности ТЭЦ-2 являются:

- сжигание непроектного топлива;
- неудовлетворительное состояние котлов и котельно-вспомогательного оборудования;
- недозагрузка отборов турбин;
- ограничение расхода подпиточной воды теплосети, которое диктуется нагрузкой горячего водоснабжения городских потребителей;
- неудовлетворительное состояние градирен.

1.2 Описание тепловой схемы ТЭЦ-2

На ТЭЦ-2 установлены семь котлов БКЗ-420-140, работающие на общий коллектор 140 ата. От коллектора питаются шесть турбин. Турбины ПТ-80/100-130/13 и Т-110/120-130 имеют сетевые подогреватели, обеспечивающие теплофикационную нагрузку. Система регенерации этих турбин ПТ и Т состоит из четырех ПНД, деаэратора и трех ПВД, а у турбины Р-50-130/13 – из трех ПВД и деаэратора.[1]

На станционный коллектор 13 ата пар подается из турбины Р-50-130/13 и отборов турбин ПТ-80/100-130/13. Из коллектора 13 ата питаются пиковые бойлера, покрывающие пиковые тепловые нагрузки, подается пар на собственные нужды ТЭЦ, т.е. выдача пара на производство от АТЭЦ-2 отсутствует. Для резервирования коллектора 13 ата на случай остановки одной из турбин имеется система РОУ-140/13, два по 150 т/ч и одна 250 т/ч.[1]

Турбины ПТ-80 и Т-110 имеют конденсаторы. Конденсат из конденсатора через группу ПНД подается в деаэратор, из деаэратора питательная вода через группу ПВД подается в котел и цикл замыкается. У турбины Р-50 конденсатор отсутствует, а пар из турбины подается в

коллектор 13 ата. В деаэратор турбины подается дренаж пиковых бойлеров. [1]

Тепловая схема ТЭЦ-2 выполнена с поперечными связями по основным и вспомогательным трубопроводам: острому пару, питательной воде, конденсатам и паропроводам различного назначения. Главные паропроводы от котлов на турбины выполнены по блочной схеме с перемычками на общий коллектор. "Холодный" и "горячий" коллекторы питательной воды соединены перемычкой с регулятором расхода питательной воды. Деаэрация питательной воды осуществляется в деаэраторах повышенного давления 0,6 МПа, связанных уравнительными линиями по пару и воде. Восполнение потерь в цикле ТЭЦ производится химобессоленной водой, подаваемой для деаэрации первой ступени в конденсаторы турбин. [9]

1.3 Выдача тепла от ТЭЦ-2

Основным потребителем тепла ТЭЦ-2 является коммунально-бытовой сектор Западного, Центрального и Восточного тепловых районов, а также районов новой застройки г. Алматы.

Выдача тепла от ТЭЦ-2 производится по однотрубной схеме в сторону ЗТК по трубопроводам Ду 800 и Ду 1000, температура горячей воды в отопительный период составляет 136°С, в неотапительный период – 65°С.

Температурный график тепловых сетей зоны теплофикации города 136/70°С.

Система горячего водоснабжения – открытая. В качестве исходной (сырой) воды для подпитки теплосети используется вода питьевого качества из Талгарского водовода. Подогрев сырой воды производится во встроенных пучках конденсаторов турбин. Деаэрация подпиточной воды теплосети осуществляется в вакуумных деаэраторах с использованием в качестве греющей среды сетевой воды после ПСГ турбин. Нагрев сетевой воды производится в основных сетевых подогревателях турбин и пиковых сетевых подогревателях.

1.4 Состав основного оборудования ТЭЦ-2

Состав основного оборудования ТЭЦ-2 перечислен в табл. 1.1

Таблица 1.1

№	Наименование и тип оборудования	Кол-во	Краткая характеристика
1.	Котел БКЗ-420-140-7с ст. №1-7	7	До = 420 т/ч Ро = 13,8 МПа to = 560 °С
2.	Турбина ПТ-80/100-130/13 ст. №1-3	3	N=80/100 МВт До = 470 т/ч Ро = 12,8 МПа to = 555 °С
3.	Турбина Р-50-130/13 ст. №4	1	N=50 МВт До = 386 т/ч Ро = 12,8 МПа to = 555 °С
4.	Турбина Т-110/120-130-5 ст. №5,6	2	N=110/120 МВт До = 480 т/ч Ро = 12,8 МПа to = 555 °С

1.5 Компоновка существующей части главного корпуса

Здание главного корпуса четырехпролетное со сдвоенной бункерно-деаэрационной этажеркой имеет следующие геометрические размеры:

- шаг колонн - 6,0 м;
- пролет машзала - 39,0 м;
- пролет деаэрационного отделения - 12,0 м;
- пролет бункерного отделения - 12,0 м;
- пролет котельного отделения - 39,0 м;
- пролет "кармана" машзала- 12,0 м;
- пролет "кармана" котельного отделения- 12,0 м;
- оперативная отметка машзала- 0,00;
- отметка конденсационного пола машзала - минус 12,000 м;
- отметка зольного пола котельногоотделения - минус 11,500 м;
- отметка подкрановых путей машзала- 12,600 м;
- отметка низа фермы котельного отделения- 32,500 м.

Подземная часть главного корпуса выполнена из сборного железобетона, надземная – из металла.

Для восприятия сейсмических воздействий на каркас здания в постоянном и временном торцах главного корпуса, а также между турбинами и котлами на отметке 0,00 предусмотрены диафрагмы жесткости.

К постоянному торцу главного корпуса примыкает объединенно-вспомогательный корпус (ОВК-1), в котором размещаются мастерские и бытовые помещения. Химводоочистка, ранее размещавшаяся в ОВК-1, вынесена в отдельное здание.

Здание главного корпуса построено по 46 ось. Кроме того, частично построена подземная железобетонная часть главного корпуса в осях 46-54 для

котла ст. №8 и бойлерной установки, а также выполнены фундаменты котла, часть каркаса котла и часть фундаментов под вспомогательное оборудование.

Расположение турбин в машзале – поперечное.

Компоновка котлоагрегатов ст. №1,2,3 и турбоагрегатов ПТ-80/100-130/13 ст. №1,2,3 выполнена в ячейках размером 30 м; котлоагрегатов ст. №4-7 и турбоагрегатов Р-50-130/13 ст. №4, Т-110/120-130-5 ст. №5,6 – в ячейках размером 36 м; бойлерная установка размещена в осях 21-27.

Деаэраторы повышенного давления и вакуумные деаэраторы размещены на кровле бункерно-деаэраторного отделения.

В "кармане" машзала размещены циркуляционные насосы, насосы сырой воды, повысительные насосы газоохладителей, перекачивающие насосы после маслоохладителей, сетевые насосы первого и второго подъема I очереди, а также трубопроводы сетевой и сырой воды.

В "кармане" котельного отделения размещены дутьевые вентиляторы, баки сбора чистой воды от подшипников, венткамеры и др.

Мокрые золоуловители котлов ст. №1,2,3 размещены на открытом воздухе, котлов ст. №4÷7 – в закрытом помещении. Дымососы всех котлов размещены на открытом воздухе.

Котлы ст. №1÷4 подключены к дымовой трубе №1 высотой 129 м, диаметром устья 6,0 м, котлы ст. №5,6,7 – к дымовой трубе №2 высотой 129 м, диаметром устья 7,2 м. Дымовая труба №2 рассчитана на подключение шести котлов.

Для механизации ремонтных работ в машзале установлены два мостовых электрических крана грузоподъемностью по 50/10 тонн, предусмотрены ремонтные площадки на оперативной отметке в постоянном торце, диафрагмах жесткости и временном торце, а также на отметке минус 12,0 м в постоянном торце.

В котельном отделении установлены две подвесные кран-балки грузоподъемностью по 10 тонн высотой подъема 36 м. Ремонтные площадки предусмотрены в осях 19-21, а также между котлами ст. №4-7. В осях 21-22 котельного отделения предусмотрено место для установки грузового и пассажирского лифтов, лифты не установлены.

Кран-балки необходимой грузоподъемности установлены в "карманах" на различных отметках бункерно-деаэраторного отделения, в помещении золоуловителей, дымососы обслуживаются электрической талью грузоподъемностью 10 тонн.

На ремонтные площадки машзала и котельного цеха имеются автомобильные въезды.

1.6 Генеральный план ТЭЦ–2

Площадка строительства ТЭЦ расположена в 15 км западнее города Алматы с учётом перспективного развития города на юго-запад. [1]

Площадка Алматинской ТЭЦ–2 сложена толщей лессовидных просадочных суглинков, которая подстилается песками с глубиной переходящими в гравийные и галечниковые группы (суглинки просадочны до глубины 13 м (макс. 18 м)). [1]

Уровень грунтовых вод залегает на глубине 15,9 – 22,1 м от земной поверхности. Амплитуда колебания 1,0 м. Повышение уровня грунтовых вод, за счёт утечек из коммуникаций маловероятно. [1]

Грунтовые воды не агрессивны к строительным коммуникациям.

Нормативная глубина промерзания грунтов 100 см.

Сейсмичность площадки больше 9 баллов.

Грунты по трудности разработки принимаются по СНИП IV-2-82.

Площадка по инженерно–геологическим условиям относится к III категории сложности.

При проектировании зданий и сооружений I – II класса рекомендуется применение буронабивных свай с уширенной пятой и опиранием на пески. [1]

Несущая способность по грунту буронабивной сваи диаметром 120 см (уширение 210) и диаметром 60 см (уширение 160) соответственно равна 300 т и 90 т. Общая площадь земель, отчуждённых для строительства ТЭЦ, равна около 500 га. [1]

В том числе:

- | | |
|--|------------|
| а) площадка электростанции (в пределах ограды) | 38 га; |
| б) золоотвал (ёмкость на 3 года) | 12 га; |
| в) временные сооружения (строй двор) | 20 га. [1] |

При разработке генплана учтены требования функционального зонирования территории с учётом технологических связей, требования вывода с ТЭЦ ЛЭП и теплотрасс, транспорта и очередности строительства. [1]

От жилой зоны площадка строительства отделена массивом 3 км сельскохозяйственных полей и зелёными насаждениями.

На площадке электростанции (в ограде) расположены главный корпус ТЭЦ, объединенный вспомогательный корпус, растопочное мазутохозяйство, склад твёрдого топлива, дробильный корпус, градирни, трансформаторы, открытые распределительные устройства, административно – бытовой корпус.

За пределами ограды с западной стороны расположена пристанционная железная дорога и станция (общая для ряда предприятий), здесь же располагается вагоноопрокидыватель для разгрузки угля, приобъектный склад ОКСа, размораживающее устройство. Далее с необходимым противопожарным разрывом – мазутохозяйство и мазутохранилище РКТ (Алматинского предприятия тепловых сетей). С северной стороны к электростанции примыкает стройплощадка с бетонно-растворным узлом, автобазой и двумя укрупнительно-сборочными площадками для сборки металлоконструкций каркаса главного корпуса и блоков котла. [1]

Размеры площадки электростанции приняты в соответствии с требуемыми минимальными разрывами между зданиями и сооружениями по технологическим, санитарным и противопожарным требованиям. [1]

Железнодорожный путь на территорию ТЭЦ подходит с северной стороны к эстакаде разгрузки неисправных вагонов и далее к растопочному мазутохозяйству и ОВК – 2. Железная дорога выполнена также на укрупнительно-сборочных площадках. Подача укрупнённых блоков в зону монтажа осуществляется трейлерами на пневмоходу. [1]

Основная автомобильная дорога, связывающая площадку строительства с внешней автомобильной дорогой, подводится с южной стороны площадки.

Главный въезд на электростанцию и кольцевая дорога вокруг главного корпуса имеют ширину 6 м, остальные дороги (с твёрдым покрытием) выполняются на одну полосу движения с шириной проезжей части 4,5 м. [1]

Вертикальная планировка территории электростанции выполнена с сохранением по возможности естественного рельефа местности при минимальном объёме земляных работ. В то же время она вполне обеспечивает отвод поверхностных вод от зданий и сооружений по кратчайшему пути к лоткам и кюветам открытой системы водопровода и к дождеприёмникам ливневой канализации (замасленные и замазученные стоки подвергаются очистке). Минимальные уклоны планируемых площадей принимаются в пределах 0,005 – 0,008. Вдоль наружных стен зданий имеются отмостки шириной превышающей вынос карниза на 200 мм, но не менее 500 мм, с уклоном 0,03 – 0,10, направленным от стен зданий. [1]

Отметка чистого пола первого этажа зданий расположена на 0,15 м выше планировочной отметки у здания. Уровень чистого пола конденсационного помещения машзала, ОВК-1 и зольного отделения котельного цеха главного корпуса расположен на отметке минус 12 м (заглубленный вариант главного корпуса). Для отвода паводковых и других вод в чрезвычайных ситуациях из зольного отделения главного корпуса пробит туннель. [1]

В течение всего года в Алматы преобладали ветры скоростью до 3 м/с (88 % случаев). [1]

Сильные ветры (15 м/с и более) в Алматы наблюдаются редко в среднем до 15 дней за год. Зимой сильный ветер бывает 1-3 дня за 10 лет, летом 2-3 дня ежегодно, преимущественно во второй половине дня, и часто носят характер шквалов, сопровождающихся пыльными бурями. [1]

Озеленение территории электростанции выполнено древесно-кустарниковыми насаждениями в сочетании с травянистыми газонами и клумбами. В зелёных массивах проектом предусмотрены благоустроенные площадки для отдыха. [1]

Генплан разработан с учётом возможного расширения ТЭЦ.

1.7 Характеристика топлива

В качестве основного топлива для I и II очереди Алматинской ТЭЦ-2 был принят промпродукт мокрого обогащения Карагандинского угля, $Q_{рн} = 3880$ ккал/кг, $A_p = 38,7\%$, $W_p = 10\%$.

В настоящее время на ТЭЦ-2 в качестве основного топлива используется Экибастузский каменный уголь со средневзвешенной характеристикой

$Q_{рн} = 4465-4600$ ккал/кг, $A_p = 34,4-33,1\%$, $W_p = 6,5-5,9\%$, в качестве растопочного – топочный мазут. Состав и характеристика экибастузского угля на основании письма ТОО "Богатырь Аксес Комир" от 05.02.2007г. №4-8-01/565 приведены в таблице 3.2.1.

Таблица 1.2

№	Наименование, размерность	Обозначение	Величина
1.	Месторасположение		Экибастузский бассейн
2.	Низшая теплота сгорания (рабочая) ккал/кг кДж/кг	Q_r^i	4000 16 747
3.	Марка угля		Каменный уголь
4.	Гранулометрический состав	мм	0-300
5.	Зола: - на рабочую массу, % - на сухую массу, %	A^r A^d	38,0 40,0
6.	Выход летучих: - на рабочую массу, % - на горючую массу, %	V^r V^{daf}	13,7-16,0 24,0-28,0
7.	Приведенные характеристики, кг.%/ккал: влага зола сера	$W_{пр}^r$ $A_{пр}^r$ $S_{пр}^r$	1,25 9,5 0,175
8.	Коэффициент размолоспособности по методу ВТИ	$K_{ло}^{вто}$	1,33-1,35
9.	Группа взрывоопасности		I
10.	Влага, %	W^r	5,0
11.	Зола, %	A^r	38,0
12.	Сера, %	S^r	0,7
13.	Углерод, %	C^r	46,03
14.	Водород, %	H^r	2,85
15.	Азот, %	N^r	0,86
16.	Кислород, %	O^r	6,56
17.	Температура начала деформации золы, °С	t_A	1300
18.	Температура полусферы (начала размягчения золы), °С	t_B	1460
19.	Температура жидкоплавкого состояния золы, °С	t_C	>1500

2. Выбор и описание основного оборудования ТЭЦ

Единичная мощность и тип теплофикационных турбин на ТЭЦ, входящей в энергосистему, выбирается как можно более крупными с учетом характера и перспективной величиной тепловых нагрузок района. [11]

Прогнозируемый уровень тепловых нагрузок в горячей воде, который может быть обеспечен за счет реконструкции и расширения ТЭЦ-2, приведен в таблице 2.1.[9]

Таблица 2.1

Наименование	Всего, МВт	В том числе по магистралям, Гкал/ч			
		ЗТК	ТЭЦ-1	Сайран	Калкаман
Тепловая нагрузка ТЭЦ-2 в горячей воде, в том числе:	2357,4	744,3	636,2	488,5	488,5
- отопление и вентиляция	1735,2	418,7	475,7	425,7	415,2
- горячее водоснабжение	622,2	325,6	160,5	62,8	73,27

Рассчитаем исходные тепловые нагрузки для четырех режимов работы теплоэлектростанции.[4]

I-режим, максимально-зимний:

$$Q^I = Q_{max} = Q_{от} + Q_{звс} = 1735,2 + 622,2 = 2357,4 \text{ МВт}$$

II-режим, расчетно-контрольный:

$$Q^{II} = Q_{от} \cdot \frac{t_{вн} - t_n^{KM}}{t_{вн} - t_n^P} + Q_{звс} = 1735,2 \cdot \frac{18 + 7,4}{18 + 25} + 622,2 = 1647,2 \text{ МВт}$$

III- режим, среднеотопительный:

$$Q^{III} = Q_{от} \cdot \frac{t_{вн} - t_n^{CP}}{t_{вн} - t_n^P} + Q_{звс} = 1735,2 \cdot \frac{18 + 2,1}{18 + 25} + 622,2 = 1433,3 \text{ МВт}$$

IV - режим, летний : $Q^{IV} = Q_{звс} = 622,2 \text{ МВт}$

2.1 Выбор турбоустановок

Выбор турбин производится таким образом, чтобы обеспечить покрытие тепловых нагрузок с помощью наиболее крупного оборудования при оптимальном коэффициенте теплофикации. [4]

Суммарная максимальная тепловая нагрузка ТЭЦ:

$$Q_{ТЭЦ} = Q_{от+в} + Q_{звс} = 1735,2 + 622,2 = 2357,4 \text{ МВт.}$$

Для г. Алматы по нормам рекомендуемый коэффициент теплофикации равен $\alpha_{ТЭЦ} = 0,5 \div 0,55$. Тогда нагрузка отопительных отборов турбин ТЭЦ:

$$Q_{отб} = \alpha_{ТЭЦ} \cdot Q_{ТЭЦ} = 0,5 \cdot 2357,4 = 1178,7 \text{ МВт.}$$

Согласно приложению Б литературы [11] турбины ПТ-80/100-130/13 и Т-110/120-130 имеют отопительные отборы мощностью $Q_T = 82$ МВт и $Q_T = 204$ МВт соответственно. Тогда суммарная мощность теплофикационных отборов:

$$Q_{отб} = \Sigma Q_{отб}^{пт} + \Sigma Q_{отб}^T = 3 \cdot 82 + 2 \cdot 204 = 654 \text{ МВт.}$$

Оставшаяся теплофикационная нагрузка, которую должна покрыть выбранная новая турбина:

$$Q_{отб}^T = 1178,7 - 654 = 524,7 \text{ МВт.}$$

Чтобы покрыть эту теплофикационную нагрузку, выбираем две турбины типа Т-180/210-130, каждая из которых имеет отопительный отбор мощностью $Q_T = 280$ МВт.

Турбина Т-180/210-130 ЛМЗ

Номинальные параметры турбоустановки следующие:

- Мощность – 180 МВт;
- Частота вращения ротора – 3000 об/мин;
- Давление свежего пара – 12,8 МПа
- Температура свежего пара – 540 °С;
- Давление пара на выходе из ЦВД – 2,77 МПа;
- Температура пара на выходе из ЦВД – 333 °С;
- Давление пара перед ЦСД – 2,44 МПа;
- Температура пара перед ЦСД – 540 °С;
- Расход свежего пара на турбину – 656 т/ч;
- Расход охлаждающей воды – 22000 м³/ч;
- Температура охлаждающей воды – 27 °С;
- Тепловая нагрузка отопительных отборов – 304 МВт;
- Расчётное давление в конденсаторе – 0,0086 МПа.

Максимальная мощность турбины 210 МВт обеспечивается при конденсационном режиме.

Проточная часть ЦВД состоит из 12 ступеней, включая одновенечную регулируемую ступень. Паровпуск в ЦВД расположен со стороны среднего подшипника так, что лопаточный аппарат в ЦВД выполняется с левым вращением. Ротор ЦВД - цельнокованный. Пар после ЦВД направляется в промежуточный пароперегреватель котла, а затем через автоматические затворы и регулирующие клапаны среднего давления поступает в ЦСД. Проточная часть ЦСД состоит из 11 ступеней давления. Из ЦСД пар направляется в среднюю часть ЦНД. Кроме того, из выхлопной части (после II ступени) по двум трубам пар поступает к коробам клапанов верхнего давления. Проточная часть каждого потока состоит из двух частей: первая (до нижнего теплофикационного отбора) имеет две ступени давления; вторая (после нижнего теплофикационного отбора) имеет регулируемую ступень и одну ступень давления.

Пар нижнего теплофикационного отбора поступает в ПСГ - 1. Все восемь дисков ротора ЦНД- насадные. Роторы среднего и низкого давления

соединены между собой жесткой муфтой. Давление теплофикационных отборов регулируются двумя поворотными диафрагмами, расположенными перед третьими ступенями ЦНД левого и правого потока. Разрешается работа с включенными нижним теплофикационным отбором и выключенным верхним теплофикационным отбором. Не допускается работа турбин при включенном верхнем теплофикационном отборе с выключенным нижним теплофикационным отбором.[10]

Пределы регулирования давлений в теплофикационных отборах: в верхнем 0,6 - 2,0 кгс/см²; в нижнем 0,5 - 1,5 кгс/см².

2.2 Выбор пиковых водогрейных котлов

Пиковый водогрейный котел устанавливается на ТЭЦ для дополнительного нагрева прямой сетевой воды сверх нагрева в сетевых подогревателях паровой турбины в холодное время года.

Требуемая тепловая мощность пиковых водогрейных котлов:

$$Q_{ПВК}^{mp} = Q_{ТЭЦ} - Q_{отб} = 2357,4 - 1178,7 = 1178,7 \text{ МВт.} \quad (2.1)$$

На стационарный коллектор 13 ата пар подается из турбины Р-50-130/13 и отборов турбин ПТ-80/100-130/13. Из коллектора 13 ата питаются пиковые бойлера, покрывающие пиковые тепловые нагрузки.

Суммарная мощность пиковых бойлеров, питающихся от турбин ПТ-80/100-130 ($Q_{пб}^{пт} = 151,2 \text{ МВт}$) и Р-50-130 ($Q_{пб}^p = 267,5 \text{ МВт}$), равна:

$$\Sigma Q_{пб} = \Sigma Q_{пб}^{пт} + \Sigma Q_{пб}^p = 3 \cdot 151,2 + 267,5 = 721,1 \text{ МВт.} \quad (2.2)$$

Тогда оставшаяся требуемая тепловая мощность пиковых водогрейных котлов:

$$Q_{ПВК}^{mp} = 1178,7 - 721,1 = 457,6 \text{ МВт.}$$

Согласно данным приложения Г из [11] к установке выбираем два водогрейных котла типа КВ-ГМ-210, тепловая мощность каждого из которых равна $Q_{кв-гм} = 244 \text{ МВт}$.

Суммарная тепловая мощность:

$$Q_{ПВК} = 721,1 + 2 \cdot 244 = 1209,1 \text{ МВт.}$$

2.3 Выбор энергетических котлов

Количество и единичная мощность устанавливаемых котлов зависит от суммарных тепловых нагрузок ТЭЦ и режима отпуска тепла, и определяется режимом потребления тепла отдельными потребителями.

Максимальный расход пара на все паровые турбины:

$$\Sigma D_m^{макс} = 3 \cdot 450 + 2 \cdot 485 + 2 \cdot 656 = 3632 \text{ т/ч.}$$

Тогда суммарная производительность паровых энергетических котлов:

$$D_{ка} = (1 + \alpha + \beta) \cdot \Sigma D_m^{макс} = (1 + 0,03 + 0,02) \cdot 3632 = 3813,6 \text{ т/ч.} \quad (2.3)$$

где $\alpha = 0,03$ - доля запаса по паропроизводительности котла;

$\beta = 0,02$ - доля расхода пара на собственные нужды.

На ТЭЦ-2 функционируют семь котлов типа БКЗ-420-140-7с с суммарной паровой производительностью $D_{ка} = 7 \cdot 420 = 2940$ т/ч. Выбираем еще по каждому котлу типов Е-420-13,8-560КТ и Е-550-13,8-560КТ.

Проверка правильности выбора паровой производительности котлов производится при выходе из строя одного парового котла. [11] При выходе из строя одного котла (учитываем котёл Е-550-13,8) паровая производительность оставшихся в работе восьми котлов равна $D_{ка} = 3360$ т/ч.

Из этого количества паранеобходимо:

- 1350 т/ч для турбин типа ПТ-80/100;
- 970 т/ч для турбин типа Т-110/120-130,
- 656 т/ч на турбину Т-180/210-130;
- 67 т/ч на собственные нужды (что составляет 2% от $D_{ка} = 3360$ т/ч)

Оставшееся количество пара $D^m = 3360 - 1350 - 970 - 67 - 656 = 317$ т/ч пойдет на последнюю турбину Т-180/210-130. Тепловая мощность турбины Т-110/120-130 примерно составит:

$$Q_{отб}^T = \left(\frac{D^m}{D_o^m} \right) \cdot Q_T = \left(\frac{317}{656} \right) \cdot 280 = 135,3 \text{ МВт.} \quad (2.4)$$

Суммарная тепловая мощность ТЭЦ при выходе из строя одного котла:

$$Q_T = Q_{отб}^{ПТ} + Q_{отб}^T + Q_{ПВК} = 3 \cdot 82 + 2 \cdot 204 + 280 + 135,3 + 1209,1 = 2278,4 \text{ МВт.}$$

Из расчетов видно, что при выходе из строя одного котла, оставшиеся в работе обеспечат 100% паровую и более чем 70% теплофикационную нагрузки.

Котел Е-420-13,8-560КТ (БКЗ-420-140-7СА)

Котел Е-420-13.8-560КТ (БКЗ-420-140-7СА) однобарабанный, вертикально-водотрубный с естественной циркуляцией, газоплотный с мембранными экранами, предназначенный для получения пара высокого давления.

Топка, горизонтальный газоход и верхняя часть опускного газохода (до 2-ой ступени трубчатого воздухоподогревателя) экранированы газоплотными панелями. Полная газоплотность топки и газоходов котла (мембранные панели, специальная конструкция мест прохода змеевиков и труб и конструкция гарнитуры) обеспечивает возможность работы котла без присосов воздуха, что позволяет повысить КПД котла и понизить затраты электроэнергии на собственные нужды.

Компоновка котла выполнена по П-образной схеме. Топка, экранированная испарительными панелями, является первым (подъемным) газоходом. В верхней части топки располагается ширмовый пароперегреватель

Во втором (горизонтальном) газоходе расположены три ступени конвективного пароперегревателя, в опускном газоходе (конвективная шахта) - II ступень экономайзера, II ступень ТВП, экономайзер I ступени и I ступень ТВП. Технические характеристики котла Е-420-13,8-560КТ при сжигании экибастузского угля приведена в таблице 2.2.

Таблица 2.2

№	Наименование	Величина
1.	Паропроизводительность, т/ч	420
2.	Температура перегретого пара, °С	560
3.	Давление перегретого пара, кгс/см ²	140
4.	Температура питательной воды, °С	230
5.	КПД котла (расчетный), %	91,5
6.	Выбросы окислов азота при $\alpha=1,4$; мг/нм ³	≤ 570

Режим работы котла базовый. Нижний предел регулировочного диапазона по отношению к номинальной производительности – 60%.

Для организации топочного процесса на фронтальной стене топки в два яруса устанавливаются шесть вихревых двухпоточных (по воздуху и пылевоздушной смеси) горелок и в нижней части топки сопла нижнего дутья, которые обеспечивают ступенчатое сжигание топлива за счет подачи части горячего воздуха в холодную воронку. Сопла нижнего дутья, расположены по встречно-смещенной схеме на скатах холодной воронки под углом 15° к горизонтали. За счет ступенчатого сжигания обеспечивается снижение выбросов оксидов азота.

Применение системы нижнего дутья, кроме снижения выбросов оксидов азота, способствует также:

- снижению температуры газов на выходе из топки за счет смещения ядра факела вниз топки и увеличения тепловосприятия экранов;
- повышению экономичности котла за счет уменьшения потерь тепла с механическим недожогом (уменьшения провала).

Предлагаемое топочно-горелочное устройство обеспечит устойчивое, в широком диапазоне нагрузок горение топлива; высокую экономичность и нормативные выбросы окислов азота (≤ 570 мг/нм³ при $\alpha=1,4$ при сжигании Экибастузского каменного угля).

Возможно более глубокое снижение выбросов оксидов азота за счет применения на котле двухвихревой схемы сжигания с прямоточными горелками и системой нижнего дутья, однако это решение требует более глубокой проработки из-за стесненных условий для установки горелок на задней стене топки. Окончательное решение будет принято при разработке проекта.

Для обеспечения растопки котла все пылеугольные горелки оборудованы механическими форсунками и запально-сигнализирующими устройствами типа ЗСУ-ПИИ-45.

Регулирование температуры пара в период эксплуатации осуществляется впрыском собственного конденсата в пароохладителях первой и второй ступени.

Конструкция каркаса котла пространственная, ужесточена ригелями, силовыми площадками и раскосами. Площадки и помосты котла изготавливаются из просечно-вытяжного листа. Каркас рассчитан на восприятие сейсмонагрузок – 10 баллов.

Для удаления шлака, выпадающего в холодную воронку, применяется установка непрерывного механизированного шлакоудаления.

Система пылеприготовления котла принята индивидуальная прямого вдувания с четырьмя молотковыми мельницами типа ММТ 2000/2590/730 К и четырьмя вентиляторами горячего дутья типа ВГДН-15.

Тягодутьевое оборудование принято по предварительным оценкам с последующим уточнением при разработке рабочего проекта и согласованию с Заказчиком:

- дутьевой вентилятор ДН-26Ф, n=745 об/мин. – 2 шт.;
- дымосос ДН 26х2 – 0,62, n=745 об/мин – 2 шт.

Подогрев воздуха перед воздухоподогревателем осуществляется до +75°С за счет установки водяных калориферов типа СВ-80 в количестве 40 шт. Забор 100% воздуха с температурой +30°С производится из котельного помещения.

Котел Е-550-13,8-560КТ

Паровой котел Е-550-13,8-560КТ однобарабанный, вертикально-водотрубный с естественной циркуляцией, в газоплотном исполнении, Т-образной компоновки с уравновешенной тягой предназначен для получения пара высокого давления при сжигании Экибастузского каменного угля, с твердым шлакоудалением.

Топка, экранированная газоплотными испарительными панелями, является первым (подъемным) газоходом. В верхней части топки, экранированной газоплотными перегревательными панелями, установлены ширмы. В двух опускных газоходах установлены поверхности нагрева конвективного пароперегревателя и второй ступени экономайзера. В вынесенной конвективной шахте размещены вторая ступень экономайзера и трубчатый воздухоподогреватель. Поверхности нагрева экономайзера и трубчатого воздухоподогревателя расположены в «рассечку».

Газоплотные панели обеспечивают полное отсутствие присоса в топку и газоходы наружного воздуха, благодаря чему уменьшаются потери тепла с уходящими газами и расход электроэнергии на привод дымососов.

Техническая характеристика котла Е-550-13,8-560КТ угля приведена в таблице 2.3.

Таблица 2.3

№	Наименование	Величина
1.	Номинальная паропроизводительность, т/ч	550
2.	Номинальное давление пара, МПа (кгс/см ²)	13,8 (140)
3.	Номинальная температура пара, °С	560
4.	Номинальная температура питательной воды, °С	230
5.	КПД котла, %	92
6.	Выбросы оксидов азота при $\alpha=1,4$ мг/нм ³	≤ 570

Режим нагрузок котла базовый. Нижний предел регулировочного диапазона по отношению к номинальной производительности – 60%.

Для организации топочного процесса топка оборудована восьмью сдвоенными прямоточными пылеугольными горелками, размещенными в один ярус и соплами нижнего дутья. Для проведения растопки котла на мазуте предусмотрена установка растопочных вихревых мазутных горелок с индивидуальным подводом воздуха. Все растопочные горелки оборудованы запально-сигнализирующими устройствами пневматическими инжекционными типа ЗСУ-ПИ-45.

Топливом для ЗСУ-ПИ является пропан-бутановая смесь.

Для обеспечения нормативных выбросов оксидов азота ($\text{NO}_x \leq 570 \text{ г/нм}^3$ при $\alpha=1,4$) на котле предусмотрено ступенчатое сжигание топлива за счет подачи части горячего воздуха в холодную воронку через сопла нижнего дутья, расположенные по встречно-смещенной схеме на скатах холодной воронки под углом 15° к горизонтали. Кроме того, применение системы нижнего дутья способствует уменьшению провала и увеличивает диапазон устойчивости сжигания пылеугольного топлива без подсветки факела мазутом.

Регулирование температуры пара в период эксплуатации осуществляется впрыском «собственного» конденсата во впрыскивающие пароохладители.

На котле применена одноконтурная схема питания. Узел питания состоит из основной питательной линии с регулирующим клапаном условного диаметра Ду250 мм и двух байпасов с регулирующими клапанами условных диаметров Ду100мм и Ду65мм.

Опыт эксплуатации котлов, сжигающих Экибастузский уголь, показал, что очистка топочной камеры и поверхностей нагрева не требуется.

Для удаления шлака, выпадающего в холодную воронку, применяется установка непрерывного механизированного шлакоудаления.

Конструкция каркаса котла пространственная, ужесточена ригелями, силовыми площадками и раскосами. Площадки и помосты котла

изготавливаются из просечно-вытяжного листа. каркас рассчитан на восприятие сейсмонагрузок 10 баллов.

Площадки обслуживания котла в районе растопочных горелок, снабженных форсунками жидкого топлива, ремонтных лазов, а также расширенные ремонтные площадки имеют покрытие из рифленой листовой стали.

Принята индивидуальная система пылеприготовления прямого вдувания с четырьмя молотковыми мельницами типа ММТ 2000/2590/750К и 4 вентиляторами горячего дутья типа ВГДН-17БФК с электродвигателем типа ДАЗО4-400Х-4У1 (мощность 400кВт, напряжение 6000В).

Тягодутьевое оборудование принято по предварительным оценкам с последующим уточнением при разработке рабочего проекта и согласованию с Заказчиком.

Котел Е-550-13,8-560 КТ комплектуется следующим тягодутьевым оборудованием:

- Дутьевой вентилятор ВДН-28К с электродвигателем типа ДАЗО4-560УК-8У1 (мощность 800кВт, напряжение 6000В) - 2шт.
- Дымосос ДН-26х2-0,62ПК с электродвигателем типа ДАЗО4-560У-8У1 (мощность 1000кВт, напряжение 6000В) – 2 шт.

Для подогрева воздуха до +75 °С перед воздухоподогревателем применяются водяные калориферы типа СВ-80 - 48 шт. Забор 100% воздуха производится из котельного помещения с температурой +30°С.

3. Тепловой расчёт турбины Т-180/210-130-1 ЛМЗ

Исходными данными для теплового расчета турбины являются: температура пара перед регулирующим клапаном $t_0 = 540 \text{ }^\circ\text{C}$; температура питательной воды $t_{пв} = 230 \text{ }^\circ\text{C}$; максимальная тепловая нагрузка теплофикационного отбора турбины $-Q_M^T = 304 \text{ МВт}$; коэффициент теплофикации для г. Алматы $\alpha_{ТЭЦ} = 0,5$; расчетная температура $t_{oc}^* = -25 \text{ }^\circ\text{C}$; топливо – экибастузский уголь.

3.1 Расчет сетевой подогревательной установки

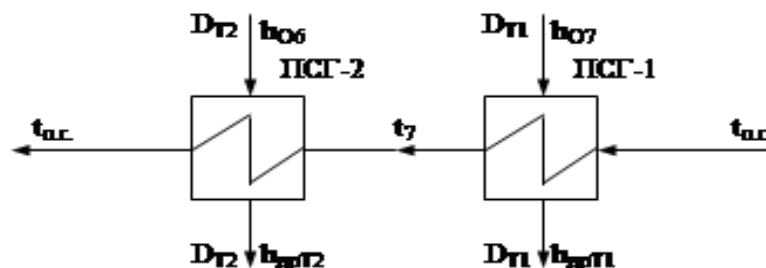


Рис. 3.1 Схема подключения сетевых подогревателей ПСГ-1, ПСГ-2

Подогрев сетевой воды:

$$\Delta t_{ПС} = t_{nc} - t_{oc} = 136 - 70 = 66 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (3.1)$$

где $t_{п.с.}$ и $t_{o.с.}$ – температура прямой и обратной сетевой воды, $^\circ\text{C}$; из температурного графика тепловых сетей зоны теплофикации $t_{п.с.} = 136 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_{o.с.} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$.

Распределяем этот подогрев поровну между первым и вторым подогревателями:

$$\Delta t_{ПС} = \frac{\Delta t_{ПС}}{n} = \frac{66}{2} = 33 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (3.2)$$

где n – количество сетевых подогревателей; из паспорта турбины $n = 2$. Отсюда находим температуру между подогревателями:

$$t_7 = t_{oc} + \Delta t_{ПС} = 70 + 33 = 103 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (3.3)$$

Температура насыщения в сетевых подогревателях:

$$t_{нПСГ-1} = t_7 - \delta t_{ПС} = 103 + 5 = 108 \text{ }^\circ\text{C} \quad ; \quad (3.4)$$

$$t_{нПСГ-2} = t_{nc} - \delta t_{ПС} = 136 + 5 = 141 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (3.5)$$

где $dt_{ПС}$ – величина недогрева воды в сетевом подогревателе; примем $dt_{ПС} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Давление насыщения в сетевых подогревателях определяем по температуре насыщения в соответствующем подогревателе: $P_{нПСГ-1} = 0,134 \text{ МПа}$ и $P_{нПСГ-2} = 0,372 \text{ МПа}$.

Давление Т-отборов турбины:

$$P_{07} = 1,08 \cdot P_{\text{ПЭСГ-1}} = 1,08 \cdot 0,134 = 0,145 \text{ МПа}, \quad (3.6)$$

$$P_{06} = 1,08 \cdot P_{\text{ПЭСГ-2}} = 1,08 \cdot 0,372 = 0,401 \text{ МПа}, \quad (3.7)$$

где 1,08 – коэффициент, учитывающий потерю давления в паропроводе от отбора до подогревателя.

Расход пара на сетевые подогреватели:

$$D_{T1} = \frac{Q_{T1}}{(h_{07} - h_{\text{др}T1}) \cdot \eta_{\text{ТО}}} = \frac{152}{(2887,8 - 432,85) \cdot 0,98} = 63,154 \text{ кг/с}, \quad (3.8)$$

$$D_{T2} = \frac{Q_{T2}}{(h_{06} - h_{\text{др}T2}) \cdot \eta_{\text{ТО}}} = \frac{152}{(2935,2 - 563,4) \cdot 0,98} = 65,394 \text{ кг/с}, \quad (3.9)$$

где $h_{\text{ТО}}$ – КПД теплообменника, примем $h_{\text{ТО}} = 0,98$;

h_{07} – энтальпия пара в 7 регулируемом отборе турбины; по давлению в этом отборе $P_{07} = 0,145$ МПа находим $h_{07} = 2887,8$ кДж/кг;

h_{06} – энтальпия пара в 6 регулируемом отборе турбины; по давлению в этом отборе $P_{06} = 0,401$ МПа находим $h_{06} = 2935,2$ кДж/кг;

$h_{\text{др}T1}$ – энтальпия дренажа в ПЭСГ-1; по температуре насыщения в этом подогревателе $t_{\text{н.ПЭСГ-1}} = 99$ °С находим $h_{\text{др}T1} = 432,85$ кДж/кг;

$h_{\text{др}T2}$ – энтальпия дренажа в ПЭСГ-2; по температуре насыщения в этом подогревателе $t_{\text{н.ПЭСГ-1}} = 123$ °С находим $h_{\text{др}T2} = 563,4$ кДж/кг;

Q_{Ti} – нагрузка теплофикационного отбора турбины; принимаем нагрузку на один подогреватель $Q_{T1} = Q_{T2} = 152$ МВт.

3.2 Расчет продувки

Так как величина продувки $a_{\text{пр}} = 0,015$ является небольшой принимаем, что продувка является одноступенчатой.

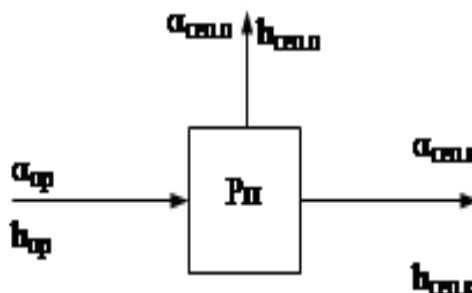


Рис. 3.2 Схема потоков в сепараторе одноступенчатой непрерывной продувки

Принимаем давление в барабане котла:

$$P_{\sigma} = 1,1 \cdot P_0 = 1,1 \cdot 12,8 = 14,08 \text{ МПа}, \quad (3.10)$$

где P_0 – давление острого пара на турбину, МПа; из паспорта турбины $P_0=12,8$ МПа.

Давление в расширителе продувки принимаем:

$$P_{PI} = 1,08 \cdot P_D = 1,08 \cdot 0,687 = 0,742 \text{ МПа}, \quad (3.11)$$

где – давление в деаэраторе, МПа; из паспорта турбины $P_D=0,687$ МПа.

Составляем уравнение энергетического баланса для расширителя продувки:

$$\alpha_{np} \cdot h_{np} = \alpha_{cen.n} \cdot h_{cen.n} + \alpha_{cen.в} \cdot h_{cen.в}, \quad (3.12)$$

где α_{np} – расход продувочной воды из барабана котла;

$\alpha_{cen.n}$ – выход пара из расширителя продувки;

$\alpha_{cen.в}$ – выход воды из расширителя продувки;

h_{np} – энтальпия воды на линии насыщения при давлении, равном давлению в барабане, кДж/кг, по давлению $P_0=14,08$ МПа находим = 1574,0 кДж/кг;

$h_{cen.n}$ – энтальпия пара на линии насыщения на выходе из расширителя продувки, кДж/кг, по давлению $P_{PI}=0,742$ МПа находим = 2765,1 кДж/кг;

$h_{cen.в}$ – энтальпия воды на линии насыщения на выходе из расширителя продувки, кДж/кг, по давлению $P_{PI}=0,742$ МПа находим = 707,0 кДж/кг.

Составляем уравнение материального баланса для расширителя продувки:

$$\alpha_{np} = \alpha_{cen.n} + \alpha_{cen.в}. \quad (3.13)$$

Из уравнений (3.12) и (3.13) получаем:

$$\alpha_{cen.n} = \frac{\alpha_{np}(h_{op} - h_{cen.в})}{h_{cen.n} - h_{cen.в}} = \frac{0,015 \cdot (1574 - 707)}{2765,1 - 707} = 0,0063; \quad (3.14)$$

$$\alpha_{cen.в} = \alpha_{np} - \alpha_{cen.n} = 0,015 - 0,0063 = 0,0087. \quad (3.15)$$

3.3 Распределение регенеративного подогрева питательной воды по ступеням

Распределяем подогрев питательной воды, исходя из принципа максимальной термодинамической эффективности. Таким образом, принимаем, что в линиях ПВД и ПНД подогрев распределяется поровну между подогревателями. Расчет ведем по ходу питательной воды.

Температура на входе в систему ПНД:

$$t_{n\epsilon 0} = t_k + \delta t_{OЭПУ} = 43 + 15 = 58^\circ\text{C}, \quad (3.16)$$

где t_k – температура воды после конденсатора, °С; из паспорта турбины $t_k=43$ °С.

$\delta t_{OЭПУ}$ – подогрев воды в охладителе эжектора и подогревателе уплотнений, °С; принимаем $\delta t_{OЭПУ} = 15$ °С.

Найдем величину нагрева питательной воды в линии ПНД:

$$\Delta t_{\text{ПНД}} = t_{\text{д}} - t_{\text{ПВ0}} = 164,2 - 58 = 106,2 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad (3.17)$$

где $t_{\text{д}}$ – температура воды после деаэратора, $^{\circ}\text{C}$; из паспорта турбины $t_{\text{д}} = 164,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Подогрев воды в линии ПНД распределяем между подогревателями поровну:

$$\Delta_{\text{ПНД}} = \frac{\Delta t_{\text{ПНД}}}{n} = \frac{106,2}{5} = 21,24 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad (3.18)$$

где n – количество ПНД; из паспорта турбины $n = 5$ (4 подогревателя и деаэратор).

Температура питательной воды в линии ПНД:

$$t_{\text{нvi}} = t_{\text{нvi-1}} + \Delta_{\text{ПНД}}, \quad (3.19)$$

где $t_{\text{нvi}}$ – температура в текущей точке, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{нvi-1}}$ – температура в предыдущей точке, $^{\circ}\text{C}$;

$$t_{\text{нe1}} = t_{\text{нe0}} + \Delta_{\text{ПНД}} = 58 + 21,24 = 79,24 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{нe2}} = t_{\text{нe1}} + \Delta_{\text{ПНД}} = 79,24 + 21,24 = 100,48 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{нe3}} = t_{\text{нe2}} + \Delta_{\text{ПНД}} = 100,48 + 21,24 = 121,72 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{нe4}} = t_{\text{нe3}} + \Delta_{\text{ПНД}} = 121,72 + 21,24 = 142,96 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Нагрев воды в питательном насосе:

$$\Delta t_{\text{ПН}} = \frac{\nu' \cdot \Delta P_{\text{ПН}} \cdot 10^2}{\eta_{\text{н}} \cdot C_p} = \frac{0,0011 \cdot 172,33 \cdot 10^2}{0,82 \cdot 4,351} = 5,31 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad (3.20)$$

где ν' – удельный объем воды в деаэраторе, $\text{м}^3/\text{кг}$; по давлению в деаэраторе $P_{\text{д}} = 0,687 \text{ МПа}$ находим $\nu' = 0,0011 \text{ м}^3/\text{кг}$;

$\Delta P_{\text{ПН}}$ – давление, создаваемое питательным насосом, бар:

$$\Delta P_{\text{ПН}} = 1,4 \cdot P_0 - P_{\text{д}} = (1,4 \cdot 12,8 - 0,687) \cdot 10 = 172,33 \text{ бар};$$

$\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса; принимаем равным 0,82;

C_p – изобарная теплоемкость, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; по давлению в деаэраторе $P_{\text{д}} = 0,687 \text{ МПа}$ находим $C_p = 4,351 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Температура питательной воды за питательным насосом:

$$t_{\text{ПН}} = t_{\text{д}} + \Delta t_{\text{ПН}} = 164,2 + 5,31 = 169,51 \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (3.21)$$

Найдем величину нагрева питательной воды в линии ПВД:

$$\Delta t_{\text{ПВД}} = t_{\text{ПВ}} - t_{\text{ПН}} = 230 - 169,51 = 60,49 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad (3.22)$$

где $t_{\text{ПВ}}$ – температура питательной воды перед экономайзером котлоагрегата, $^{\circ}\text{C}$; из паспорта котлоагрегата $t_{\text{ПВ}} = 230 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Подогрев воды в линии ПВД распределяем между подогревателями поровну:

$$\Delta_{\text{ПВД}} = \frac{\Delta t_{\text{ПВД}}}{n_{\text{ПВД}}} = \frac{60,49}{3} = 20,16 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad (3.23)$$

где $n_{\text{ПВД}}$ – количество ПВД; из паспорта турбины $n_{\text{ПВД}} = 3$.

Температура питательной воды в линии ПВД:

$$t_{nvi} = t_{nvi-1} + \Delta n v \vartheta, \quad (3.24)$$

где t_{nvi} – температура в текущей точке, °С;

t_{nvi-1} – температура в предыдущей точке, °С;

$$t_{ne5} = t_{nn} + \Delta n v \vartheta = 169,51 + 20,16 = 189,68 \text{ °С};$$

$$t_{ne6} = t_{ne5} + \Delta n v \vartheta = 189,68 + 20,16 = 209,84 \text{ °С}.$$

3.4 Определение параметров воды и пара в тепловой схеме

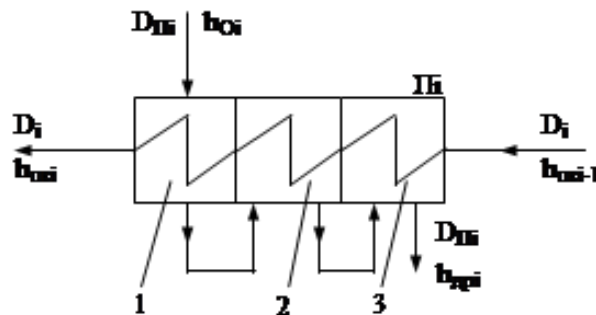


Рис. 3.3 Схема подогревателя высокого давления
1 – охладитель пара; 2 – подогреватель; 3 – охладитель дренажа

Параметры воды и пара сводим в таблицу 3.1.

Заполнение таблицы 3.1 начинаем с графы 13. Температуры питательной воды переписываем из подраздела 3.3. Далее заполняем графу 14. Принимаем, что давление питательной воды после конденсатного насоса КН составляет 1,1 МПа. Давление в деаэраторе – 0,687 МПа. Распределяем потери давления питательной воды между конденсатным насосом и деаэратором между подогревателями низкого давления, а также вспомогательными подогревателями. Аналогично распределяем давление питательной воды между подогревателями высокого давления. Здесь учитываем, что давление питательной воды после питательного насоса составляет $= 1,4 \cdot 12,8 = 17,92$ МПа, а давление на входе в парогенератор составляет $= 1,2 \cdot 12,8 = 15,36$ МПа.

Энтальпию питательной воды (графа 12) находим как функцию температуры питательной воды и давления питательной воды.

В графе 11 принимаем недогрев питательной воды:

- для подогревателей высокого давления $dt_i = 1 \text{ °С}$;
- для подогревателей низкого давления $dt_i = 3 \text{ °С}$.
- для деаэратора $dt_i = 0 \text{ °С}$.

Температуру насыщения (графа 10) находим как:

$$t_{ni} = t_{nvi} + \delta t_i. \quad (3.25)$$

Энтальпию насыщения и давление насыщения находим как функцию температуры насыщения.

Температуру дренажа, сливаемого из i -го подогревателя высокого давления (графа 8), находим как:

$$t_{\partial pi} = t_{nei-1} + 5. \quad (3.26)$$

Для подогревателей низкого давления $t_{\partial pi} = t_{ni}$.

Энтальпию дренажа (графа 7) находим как функцию температуры дренажа и давления насыщения.

Находим давление пара в отборах (графа 5):

$$P_{oi} = 1,08 \cdot P_{Hi}, \quad (3.27)$$

где 1,08 – поправочный коэффициент, учитывающий потерю давления в паропроводе от отбора до подогревателя. Подогреватели низкого давления П1 и П2 запитаны от теплофикационных отборах турбины. Отбор на теплофикацию считаем определяющим и давление в этом отборе переписываем из подраздела 3.1.

Находим температуру и энтальпию пара в отборах (соответственно графы 4 и 3). Принимаем: падение давления в стопорном и регулируемом клапанах 2%; $\eta_{oi}^{ЦВД} = 0,88$; $\eta_{oi}^{ЦСД} = 0,91$; $\eta_{oi}^{ЦНД} = 0,8$; дросселирование на диафрагме 1-го Т-отбора –10%; дросселирование на диафрагме 2-го Т-отбора – 20%; падение давления на пароперегревателе –10%.

3.5 Расчет подогревателей высокого давления

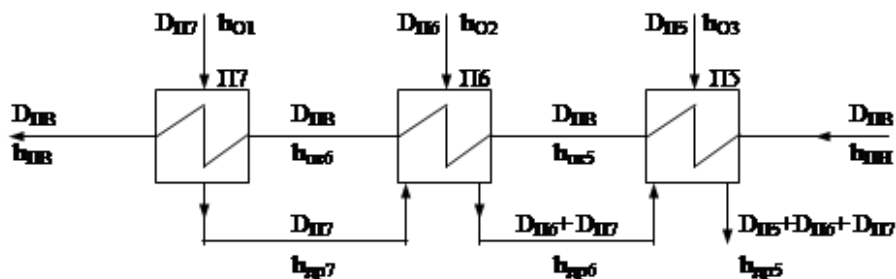


Рис. 3.4 Схема подключения подогревателей высокого давления

Найдем расход пара на турбину.

$$D_0 = \sum(D_{T1} + D_{T2} + D_k) = 63,154 + 65,394 + 35 = 163,9 \text{ кг/с}, \quad (3.28)$$

где D_k – конденсационный поток пара, кг/с;

$$D_k = \frac{N_k}{(h_{o}^* - h_{o2}) + (h_{III} - h_k)} \cdot 1,3, \quad (3.29)$$

$$D_k = \frac{38,83}{(3441 - 2996) + (3557,8 - 2559,6)} \cdot 1,3 = 35,3 \text{ кг/с},$$

где h_0^* – энтальпия пара перед регулирующей ступенью, кДж/кг; при температуре $t_0^* = 537$ °С и давлении $P_0^* = 12,5$ МПа энтальпия $h_0^* = 3441,0$ кДж/кг;

h_{III} – энтальпия пара после пароперегревателя, кДж/кг; при температуре $t_{III} = 540$ °С и давлении $P_{III} = 1,884$ МПа энтальпия $h_{III} = 3557,8$ кДж/кг;

h_k – энтальпия влажного пара в конденсаторе, кДж/кг; при $\eta_{oi}^{IIII} = 0,8$ и дросселировании на диафрагме 2-го Т-отбора 20% $h_k = 2559,6$ кДж/кг;

1,3 – коэффициент, учитывающий регенерацию;

N_k – конденсационная мощность, МВт;

$$N_k = N_{BH} - \sum N_{Ti} = 204,72 - (82,98 + 82,89) = 39,21 \text{ МВт}, \quad (3.30)$$

где N_{BH} – внутренняя мощность, МВт;

$$N_{BH} = \frac{N_G}{\eta} = \frac{174}{0,85} = 179,4 \text{ МВт}, \quad (3.31)$$

где N_G – мощность генератора, МВт; примем = 174 МВт;

η – электромеханический КПД турбоагрегата; из паспорта турбины $\eta = 0,97$.

N_{T1} – электрическая мощность, вырабатываемая паром, отбираемым на 1-ом теплофикационном отборе, МВт;

$$N_{T1} = D_{T1} \cdot [(h_0^* - h_{o2}) + (h_{III} - h_{o7})], \quad (3.32)$$

$$N_{T1} = 63,154 \cdot [(3441 - 2996) + (3557,8 - 2887,8)] = 70,35 \text{ МВт};$$

N_{T2} – электрическая мощность, вырабатываемая паром, отбираемым на 2-ом теплофикационном отборе, МВт;

$$N_{T2} = D_{T2} \cdot [(h_0^* - h_{o2}) + (h_{III} - h_{o6})], \quad (3.33)$$

$$N_{T2} = 65,394 \cdot [(3441 - 2996) + (3557,8 - 2735,2)] = 69,81 \text{ МВт}.$$

В дальнейшем методом последовательных приближений окончательно получаем расход пара = 185 кг/с.

Расход пара на рассчитываемую тепловую схему:

$$D_E = D_0 + D_{ym} = 185 + 2,8 = 187,8 \text{ кг/с}, \quad (3.34)$$

где D_{ym} – количество добавочной воды, равное количеству утечек в схеме;

$$D_{VT} = 0,015 \cdot D_0 = 0,015 \cdot 185 = 2,8 \text{ кг/с}. \quad (3.35)$$

Найдем расход питательной воды на котел:

$$D_{ПВ} = 1,05 \cdot (D_0 + D_{OTП}) = 1,05 \cdot (185 + 45,6) = 242,09 \text{ кг/с}, \quad (3.36)$$

где $D_{OTП}$ – количество пара, отпущенное стороннему потребителю, кг/с.

$$D_{OTП} = D_{O\Sigma} - D_E = 233,3 - 187,8 = 45,6 \text{ кг/с}, \quad (3.37)$$

где $D_{O\Sigma}$ – номинальная паропроизводительность парогенераторов, кг/с; номинальная паропроизводительность парогенератора Е-420-13,8

принимается по паспорту и равна 420 т/ч = 116,67 кг/с; для дубль-блока имеем:

$$D_{O\Sigma} = 2 \cdot 116,67 = 233,3 \text{ кг/с.} \quad (3.38)$$

Составим уравнения теплового баланса для каждого подогревателя. Уравнение энергетического баланса для П7:

$$D_{П7} \cdot h_{01} \cdot \eta_{ТО} + D_{ПВ} \cdot h_{н65} = D_{П7} \cdot h + D_{ПВ} \cdot h_{ПВ}. \quad (3.39)$$

Из выражения (3.39) найдем:

$$D_{П7} = \frac{D_{ПВ} \cdot (h_{ПВ} - h)}{h_{01} \cdot \eta_{ТО} - h_{ДР7}} = \frac{242,09 \cdot (993,1 - 902,2)}{3077,6 \cdot 0,98 - 919,9} = 10,5 \text{ кг/с.} \quad (3.40)$$

Уравнение энергетического баланса для П6:

$$\begin{aligned} D_{П6} \cdot h_{02} \cdot \eta_{ТО} + D_{ПВ} \cdot h_{н65} + D_{П7} \cdot h_{др7} = \\ = (D_{П7} + D_{П6}) \cdot h_{др6} + D_{ПВ} \cdot h_{ПВ6}. \end{aligned} \quad (3.41)$$

Из выражения (3.41) найдем:

$$\begin{aligned} D_{П6} = \frac{D_{ПВ} \cdot (h_{ПВ6} - h_{ПВ5}) + D_{П7} \cdot (h_{др6} - h_{др7})}{h_{02} \cdot \eta_{ТО} - h_{ДР6}} = \\ = \frac{242,01 \cdot (902,2 - 813,8) + 10,5 \cdot (828,8 - 919,9)}{2996 \cdot 0,98 - 828,8} = 9,7 \text{ кг/с.} \end{aligned} \quad (3.42)$$

Уравнение энергетического баланса для П5:

$$\begin{aligned} D_{П5} \cdot h_{03} \cdot \eta_{ТО} + D_{ПВ} \cdot h_{ПН} + (D_{П7} + D_{П6}) \cdot h_{др6} = \\ = (D_{П7} + D_{П6} + D_{П5}) \cdot h_{др5} + D_{ПВ} \cdot h_{ПВ5}. \end{aligned} \quad (3.43)$$

Из выражения (3.43) найдем:

$$\begin{aligned} D_{П5} = \frac{D_{ПВ} \cdot (h_{ПВ5} - h_{ПН}) + (D_{П7} + D_{П6}) \cdot (h_{др5} - h_{др6})}{h_{03} \cdot \eta_{ТО} - h_{др5}} = \\ = \frac{242,01 \cdot (813,8 - 726,7) + (10,5 + 9,7) \cdot (739,2 - 828,8)}{3455,3 \cdot 0,98 - 739,2} = 7,28 \text{ кг/с} \end{aligned} \quad (3.44)$$

3.6 Расчет деаэратора

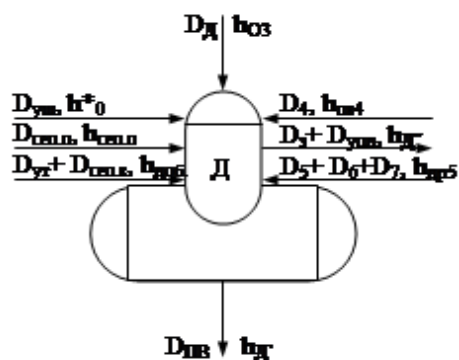


Рис. 3.5 Схема потоков в узле деаэратора

Составим уравнение энергетического баланса для деаэратора:

$$(D_{П7} + D_{П6} + D_{П5}) \cdot h_{оп5} + D_{сеп.н} \cdot h_{сеп.н} + (D_{ум} + D_{сеп.в} + D_{ОТП}) \cdot h_{доб} + D_{ум} \cdot h_0^* + D_{д} \cdot h_{03} \cdot \eta_{ТО} + D_4 \cdot h_{ПВ4} = D_{ПВ} \cdot h_{д} + 9D_3 + D_{умл}) \cdot h_{д''}, \quad (3.45)$$

где D_4 – количество питательной воды после ПНД, кг/с;

$D_{сеп.в}$ – количество добавочной воды, равное количеству воды, удаленной из схемы с продувкой, кг/с;

$$D_{сеп.в} = D_{ПВ} \cdot a_{сеп.в} = 242,01 \cdot 0,0087 = 2,1 \text{ кг/с}; \quad (3.46)$$

$D_{сеп.п}$ – количество пара, отбираемого из сепаратора продувки, кг/с.

$$D_{сеп.н} = D_{ПВ} \cdot a_{сеп.н} = 242,0 \cdot 0,0063 = 1,53 \text{ кг/с}; \quad (3.47)$$

$D_{ум}$ – количество пара из штоков клапанов, кг/с; принимаем $D_{ум} = 1$ кг/с;

$D_{умл}$ и D_3 – количество пара, отбираемого на уплотнения и эжекторы, кг/с; принимаем $D_3 = 1$ кг/с, $D_{умл} = 0,5$ кг/с;

$D_{д}$ – количество пара, отбираемого на деаэратор, кг/с;

$h_{доб}$ – энтальпия добавочной воды, кДж/кг; при температуре воды $t_b = 50$ °С и давлении $P_b = 1,1 \cdot P_{д} = 1,1 \cdot 0,687 = 0,76$ МПа энтальпия $h_{доб} = 210,0$ кДж/кг;

$h_{д}$ – энтальпия воды на линии насыщения при давлении в деаэраторе, кДж/кг; при давлении $P_{д} = 0,687$ МПа энтальпия воды $h_{д} = 693,8$ кДж/кг;

$h_{д''}$ – энтальпия пара на линии насыщения при давлении в деаэраторе, кДж/кг; при давлении $P_{д} = 0,687$ МПа энтальпия пара $h_{д''} = 2762$ кДж/кг.

Составим уравнение материального баланса для деаэратора:

$$D_{П7} + D_{П6} + D_{П5} + D_{сеп.н} + D_{ум} + D_{ОТП} + D_{сеп.в} + D_{умл} + D_{д} + D_4 = D_{ПВ} + D_3 + D_{умл}. \quad (3.48)$$

Из уравнений (3.45) и (3.48) получаем:

$$D_{д} = 163,1 - D_4 \cdot a_{сеп.в} = 163,1 - 150,5 = 12,68 \text{ кг/с};$$

$$D_4 = [D_{ПВ} \cdot h_{д} + (D_3 + D_{умл}) \cdot h_{д''} - (D_{П7} + D_{П6} + D_{П5}) \cdot h_{оп5} - D_{сеп.н} \cdot h_{сеп.н} - (D_{ум} + D_{сеп.в} + D_{ОТП}) \cdot h_{доб} - D_{ум} \cdot h_0^* - 163,1 \cdot h_{03} \cdot \eta_{ТО}] / (h_{ПВ4} - h_{03} \cdot \eta_{ТО}); \quad (3.49)$$

$$D_4 = [242,01 \cdot 693,8 + (1 + 0,5) \cdot 2762 - (10,5 + 9,7 + 7,28) \cdot 739,2 - 1,53 \cdot 2765 - (2,8 + 2,1 + 45,6) \cdot 210 - 1 \cdot 3441 - 163,1 \cdot 3445,3 \cdot 0,98] / (602,3 - 3445,3 \cdot 0,98) = 150,42 \text{ кг/с}.$$

3.7 Расчет подогревателей низкого давления

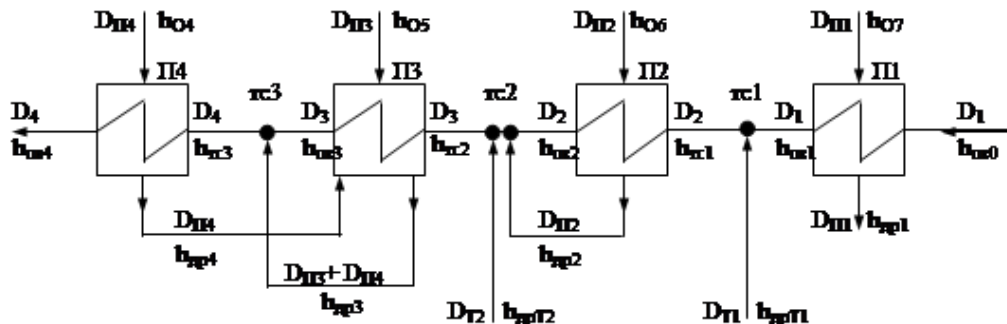


Рис. 3.6 Схема подключения подогревателей низкого давления

Составим уравнения энергетического баланса для подогревателей низкого давления и точек смешения:

$$\text{для П4: } D_{П4} \cdot h_{04} \cdot \eta_{ТО} + D_4 \cdot h_{ТС3} = D_4 \cdot h_{ПВ4} + D_{П4} \cdot h_{ор4}; \quad (3.50)$$

$$\text{для ТС3: } (D_4 - D_{П4} - D_{П3}) \cdot h_{ПВ3} + (D_{П4} + D_{П3}) \cdot h_{ор3} = D_4 \cdot h_{ТС3}; \quad (3.51)$$

$$\begin{aligned} \text{для П3: } & D_{П3} \cdot h_{05} \cdot \eta_{ТО} + (D_4 - D_{П4} - D_{П3}) \cdot h_{ТС2} + D_{П4} \cdot h_{ор4} = \\ & = (D_{П4} - D_{П3}) \cdot h_{ор3} + (D_4 - D_{П4} - D_{П3}) \cdot h_{ПВ3}; \end{aligned} \quad (3.52)$$

$$\begin{aligned} \text{для ТС2: } & (D_4 - D_{П4} - D_{П3} - D_{П2} - D_{Т2}) \cdot h_{ПВ2} + D_{П2} \cdot h_{ор2} + D_{Т2} \cdot h_{орТ2} = \\ & = (D_4 - D_{П4} - D_{П3}) \cdot h_{ТС2}; \end{aligned} \quad (3.53)$$

$$\begin{aligned} \text{для П2: } & D_{П2} \cdot h_{06} \cdot \eta_{ТО} + (D_4 - D_{П4} - D_{П3} - D_{П2} - D_{Т2}) \cdot h_{ТС1} = \\ & = D_{П2} \cdot h_{ор2} + (D_4 - D_{П4} - D_{П3} - D_{П2} - D_{Т2}) \cdot h_{ПВ2}; \end{aligned} \quad (3.54)$$

$$\begin{aligned} \text{для ТС1: } & (D_4 - D_{П4} - D_{П3} - D_{П2} - D_{Т2} - D_{Т1}) \cdot h_{ПВ1} + D_{Т1} \cdot h_{орТ1} = \\ & = (D_4 - D_{П4} - D_{П3} - D_{П2} - D_{Т2} - D_{Т1}) \cdot h_{ТС1}; \end{aligned} \quad (3.55)$$

$$\begin{aligned} \text{для П1: } & D_{П1} \cdot h_{07} \cdot \eta_{ТО} + (D_4 - D_{П4} - D_{П3} - D_{П2} - D_{Т2} - D_{Т1}) \cdot h_{ПВ0} = \\ & D_{П1} \cdot h_{ор1} + (D_4 - D_{П4} - D_{П3} - D_{П2} - D_{Т2} - D_{Т1}) \cdot h_{ПВ1}; \end{aligned} \quad (3.56)$$

Решая систему уравнений (3.50)– (3.56) в программе Mathcad получаем: $h_{ТС1} = 398,5$ кДж/кг; $h_{ТС2} = 463,8$ кДж/кг; $h_{ТС3} = 512,1$ кДж/кг; $D_{П1} = 0,6$ кг/с; $D_{П2} = 0,76$ кг/с; $D_{П3} = 2,6$ кг/с; $D_{П4} = 5,4$ кг/с.

3.8 Определение мощности турбины на заднем режиме

Рассчитаем электрические мощности, вырабатываемые паром, отбираемым на регенерацию и сетевую установку.

Электрическая мощность, вырабатываемая паром 1-го нерегулируемого отбора:

$$N_{O1} = D_{П7} \cdot (h^*_0 - h_{01}) = 10,5 \cdot (3441 - 3077,6) = 3,815 \text{ MBm}. \quad (3.57)$$

Электрическая мощность, вырабатываемая паром 2-го нерегулируемого отбора:

$$N_{O2} = D_{П6} \cdot (h^*_0 - h_{02}) = 9,7 \cdot (3441 - 2996) = 4,317 \text{ MBm}. \quad (3.58)$$

Электрическая мощность, вырабатываемая паром 3-го нерегулируемого отбора:

$$N_{O3} = (D_{П5} + D_D) \cdot [(h^*_0 - h_{02}) + (h_{III} - h_{03})]; \quad (3.59)$$

$$N_{O3} = (7,3 + 12,68) \cdot [(3441 - 2996) + (3557,8 - 3149,6)] = 10,927 \text{ MBm}.$$

Электрическая мощность, вырабатываемая паром 4-го нерегулируемого отбора:

$$N_{O4} = D_{П4} \cdot [(h^*_0 - h_{02}) + (h_{III} - h_{04})]; \quad (3.60)$$

$$N_{O4} = 5,4 \cdot [(3441 - 2996) + (3557,8 - 3149,6)] = 4,61 \text{ MBm}$$

Электрическая мощность, вырабатываемая паром 5-го нерегулируемого отбора:

$$N_{O5} = D_{П3} \cdot [(h^*_0 - h_{02}) + (h_{III} - h_{05})]; \quad (3.61)$$

$$N_{O5} = 2,6 \cdot [(3441 - 2996) + (3557,8 - 3006,7)] = 2,590 \text{ MBm}.$$

Электрическая мощность, вырабатываемая паром 6-го нерегулируемого отбора:

$$N_{O6} = (D_{П2} + D_{Т2}) \cdot [(h^*_0 - h_{02}) + (h_{III} - h_{06})]; \quad (3.62)$$

$$N_{O6} = (0,76 + 65,394) \cdot [(3441 - 2996) + (3557,8 - 2935,2)] = 70,63 \text{ MBm}.$$

Электрическая мощность, вырабатываемая паром 7-го нерегулируемого отбора:

$$N_{O7} = (D_{П1} + D_{Т1}) \cdot [(h^*_0 - h_{02}) + (h_{III} - h_{07})]; \quad (3.63)$$

$$N_{O7} = (0,6 + 63,154) \cdot [(3441 - 2996) + (3557,8 - 2887,8)] = 71,02 \text{ MBm}.$$

Электрическая мощность, вырабатываемая паром всех отборов:

$$N_{O\Sigma} = \sum_{i=1}^7 N_{Oi} = 167,9 \text{ MBm}. \quad (3.67)$$

Расход пара в конденсатор:

$$D_O = D_{П7} + D_{П6} + D_{П5} + D_D + D_{П4} + D_{П3} + D_{П2} + D_{Т2} + D_{П1} + D_{Т1}; \quad (3.68)$$

$$D_K = 185 - 10,5 - 9,7 - 7,28 - 12,68 - 5,4 - 2,6 - 0,76 - 65,394 - 0,6 - 63,154 = 6,93 \text{ кг/с}.$$

Электрическая мощность, вырабатываемая потоком пара, идущего в конденсатор:

$$N_{K^*} = D_K \cdot [(h^*_0 - h_{02}) + (h_{III} - h_K)]; \quad (3.69)$$

$$N_{K^*} = 6,93 \cdot [(3441 - 2996) + (3557,8 - 2559,6)] = 10006,58 \text{ MBm}.$$

Рассчитаем суммарную мощность, вырабатываемую паром:

$$N_{\Sigma} = N_{O\Sigma} + N_{k*} = 193886,15 + 10006,58 = 203,9 \cdot 10^3 \text{ кВт} = 177,9 \text{ МВт}. (3.70)$$

Рассчитаем относительную погрешность вычисления мощности:

$$\Delta N = \frac{N_{\text{вн}} - N_{\Sigma}}{N_{\text{вн}}} = \frac{179,4 - 177,9}{179,4} \cdot 100 = 0,82\% \quad (3.71)$$

Вывод:

В тепловом расчете турбины Т-180/210-130 принятая схема регенеративного подогрева питательной воды состоит из четырех подогревателей низкого давления, деаэратора питательной воды, трех подогревателей высокого давления.

Найденные значения параметров воды и пара в тепловой схеме были занесены в таблицу 3.2.

Электрические мощности, которые вырабатываются паром, отбираются на регенерацию и сетевую установку. Так как внутренняя мощность отличается от вырабатываемой паром мощности менее чем на 1%, нет необходимости перерасчета тепловой схемы.

Данные из расчёта тепловой схемы в дальнейшем будут необходимы при выборе вспомогательного оборудования ТЭЦ и для теплового расчета подогревателя высокого давления, который был выбран в качестве специального вопроса в данном дипломном проекте.

4. Выбор и описание вспомогательного оборудования

Вспомогательное оборудование тепловой схемы, поставляемое с паровой турбиной, не выбирается. К ним относятся регенеративные подогреватели, конденсатор турбины, эжектора и конденсатные насосы, сетевые подогреватели. Данные по вспомогательному оборудованию, поставляемому в комплекте с паровой турбиной, даны в паспортных данных и в каталогах на теплообменное оборудование. Поэтому необходимо привести технические данные по этому оборудованию. По тепловой схеме расчет и выбор производится только расширителей (сепараторов) непрерывной продувки, деаэраторов питательной воды, питательных и сетевых насосов. [11]

4.1 Выбор расширителей непрерывной продувки

Расширители непрерывной продувки (РНП) служат для утилизации теплоты непрерывной продувки и частичного возврата рабочего тела в цикл.

Выбор РНП производится по объему пара, образующегося в расширителе. Величина продувки котлов принимается в долях p (%) от их паровой производительности, т.е. можно определить по выражению [11]:

$$D_{np} = p \cdot D_{кв} = 0,015 \cdot 420 = 6,3 \text{ м}^3 / \text{ч} = 1,75 \text{ кг} / \text{с} . \quad (4.1)$$

Количество образующегося пара в РНП:

$$D_{рнт} = D_{np} \cdot \frac{h_{nпрод} \cdot \eta_{cen} - h_{в.цен}}{h_{cen} - h_{в.цен}} = 1,75 \cdot \frac{1574 \cdot 0,9 - 707}{2765,1 - 707} = 0,6 \text{ кг} / \text{с} , \quad (4.2)$$

где параметры продувки по таблицам воды и водяного пара: энтальпия продувочной воды при $P_6=14,8$ МПа $h_{nпрод}=1574$ кДж/кг, энтальпия отсепарированного пара при $P_{рнт} = 0,742$ МПа $h_{сеп} = 2765,1$ кДж/кг, энтальпия воды из РНП при $P_{рнт} = 0,742$ МПа $h_{в.цен} = 707$ кДж/кг.

Объем пара, образующегося в РНП:

$$V' = D_{рнт} \cdot v'' = 0,6 \cdot 0,25875 = 0,15 \text{ м}^3 / \text{с} = 562 \text{ м}^3 / \text{ч} , \quad (4.3)$$

где удельный объем сухого насыщенного пара при давлении 0,742 МПа $v'' = 0,25875$ м³/кг.

Необходимый объем расширителя:

$$V_{рнт} = \frac{n \cdot V'}{H} = \frac{562}{1000} = 0,562 \text{ м}^3 , \quad (4.4)$$

где норма напряжения парового объема расширителя $H = 1000$ м³/м³.

С учетом рассчитанного объема $V_{\text{рпп}}$ по приложению Е литературы [11] выбирается сепаратор непрерывной продувки типа СП-0,7.

4.2 Выбор деаэраторов питательной воды

Согласно нормам технологического проектирования тепловых электрических станций, выбор деаэратора питательной воды производится по максимальному расходу питательной воды. На каждый турбоагрегат желательно устанавливать по одному деаэратору. Суммарный запас питательной воды в баках основных деаэраторов должен обеспечивать работу неблочных электростанций в течение не менее 7 минут и 3,5 минут для блочных электростанций. К основным деаэраторам должен предусматриваться подвод резервного пара для деаэрации воды при пусках, а также поддержания давления при сбросах нагрузки. [11]

Для выбора деаэратора предварительно определяется максимальный расход питательной воды:

$$D_{\text{нев}} = (1 + \alpha + \beta) \cdot D_{\text{ка}} = (1 + 0,015 + 0,02) \cdot 420 = 434,7 \text{ т/ч}, \quad (4.5)$$

где α – доля пара на утечки и продувку; β – доля пара на собственные нужды котла;

$D_{\text{ка}}$ – паропроизводительность котлоагрегата, т/ч.

Полезная минимальная вместимость деаэраторного бака (БДП):

$$V_{\text{бон}} = \tau \cdot \frac{\nu \cdot D_{\text{нев}} \cdot 10^3}{60} = 7 \cdot \frac{0,0011 \cdot 434,7 \cdot 10^3}{60} = 55,79 \text{ м}^3, \quad (4.6)$$

где ν , $\text{м}^3/\text{т}$ – удельный объем воды при заданном давлении $P_{\text{д}} = 0,687 \text{ МПа}$;

τ – время работы на запасе воды в деаэраторе, мин.

По расчетным данным выбираем деаэратор типа ДП-500/100 и деаэраторный бак БДП-65-1.

4.3 Выбор питательных насосов

На электростанциях, имеющих связь с энергосистемой, с общими питательными трубопроводами суммарная подача всех питательных насосов должна быть такой, чтобы при останове одного из них, оставшиеся в работе должны обеспечить номинальную паропроизводительность всех установленных котлов. [11]

Резервный питательный насос на ТЭЦ не устанавливается, а один питательный насос находится на складе станции.

Для ТЭС с блочными схемами подача питательного насоса определяется максимальными расходами питательной воды с запасом не менее 5 %. На блоках с давлением пара 13 МПа на каждый блок устанавливается один питательный насос с подачей 100%, при этом на складе станции должен находиться один питательный насос. [11]

Питательные насосы принимаются с электроприводом и гидромуфтами, но при соответствующем обосновании допускается применение турбопривода.

Расчетное давление насоса выбирается с учетом запаса по давлению:

$$P_{nn} = (1,28 \div 1,32) \cdot P_0 = 1,32 \cdot 12,8 = 16,896 \text{ МПа.}$$

(4.7)

Подача насоса:

$$D_{nn} = D_{пв} \cdot v_{пв} = 242 \cdot 0,00176 = 0,426 \text{ м}^3 / \text{с} = 1533,3 \text{ м}^3 / \text{ч}, \quad (4.8)$$

где $D_{пв}$ – расход питательной воды, т/ч; $v_{пв}$ – удельный объем питательной воды, м³/кг.

Выбираем питательный насос типа ПД(У) 1600-180-2 с подачей 1660 м³/ч и напором 194 м.

4.4. Выбор сетевых насосов

Сетевые насосы выбираются по расчетному расходу сетевой воды и требуемому давлению. Сетевые насосы первой ступени рассчитываются на давление сетевых подогревателей, т.е. до 0,79 МПа, сетевые насосы второй ступени выбираются по требуемому давлению в тепловых сетях (1,8 ÷ 2,2 МПа). [11]

Расчетный расход воды в тепловых сетях:

$$D_{сн} = \frac{Q_{тэц} \cdot 10^3}{C_v \cdot (t_{нм} - t_{ом})} = \frac{2357,4 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (136 - 70)} = 8524,6 \text{ м}^3 / \text{ч}, \quad (4.9)$$

где средняя теплоемкость воды $C_v = 4,19$ кДж/кгС ; температуры в прямой и обратной магистралях $t_{нм} / t_{ом} = 136 / 70$ °С. $Q_{тэц}$ – тепловая нагрузка ТЭЦ, МВт.

По приложению Е литературы [11] выбираем 2 сетевых насоса типа СЭ-5000-160-8 с подачей 5000 м³/ч и напором 160 м.вод.ст.

5. Специальный вопрос. Тепловой расчёт подогревателей высокого давления

Подогреватели высокого давления предназначены для подогрева питательной воды котлов тепловых электростанций за счет использования тепла пара, отбираемого из промежуточных ступеней турбин. По принципу использования тепла греющей среды поверхность теплообмена ПВД делится на следующие зоны:

- собственно подогреватель (СП) – передача тепла идет от конденсирующего пара к воде;
- встроенный охладитель пара – передача тепла идет от перегретого пара к воде;
- встроенный охладитель дренажа – передача тепла идет от конденсата греющего пара к воде.

Исходные данные для теплового расчёта берутся из расчёта тепловой схемы на номинальный режим. К исходным данным относятся: расход греющего пара $D_{п}$, кг/с, параметры греющего пара (давление, температура, энтальпия, температура насыщения), давление и температура нагреваемой среды на входе. [21]

Параметры греющего пара из отбора турбины: давление $p_{п}=1,376$ МПа; температура $t_{п}= 491$ °С; энтальпия $h_{п}=3455,3$ кДж/кг; температура насыщения $t_{н}=190,7$ °С; энтальпия конденсата греющего пара $h_{к}= 812$ кДж/кг.

Параметры питательной воды: расход питательной воды $G_{пв}= 242,1$ кг/с; давление питательной воды на входе $p_{пв}'= 17,92$ МПа; давление питательной воды на выходе $p_{пв}''= 17,07$ МПа; температура питательной воды на входе $t_{пв}'=169,5$ °С; температура питательной воды на выходе $t_{пв}''=189,7$ °С; энтальпия питательной воды на входе $h_{пв}'=726,7$ кДж/кг; энтальпия питательной воды на выходе $h_{пв}''= 813,8$ кДж/кг.

Дренаж с верхнего ПВД: расход $D_{др1}= 20,2$ кг/с; температура дренажа $t_{др1}=194,7$ °С; энтальпия $h_{др1}= 828,8$ кДж/кг.

Дренаж ПВД: температура дренажа $t_{др2}=174,5$ °С; энтальпия $h_{др2}=739,2$ кДж/кг.

5.1 Расчётная схема подогревателя

Расчётная схема составляется на основе схемы движения воды в поверхностях нагрева (рис. 5.1).

Значение коэффициента сохранения тепла принимаем как $\eta=0,99$, тогда расход пара на подогреватель:

$$D_{II} = G_{ПВ} \cdot \frac{(h''_{ПВ} - h'_{ПВ}) - D_{оп1} \cdot (h_{оп1} - h_{оп2}) \cdot \eta}{\eta \cdot (h_{II} - h_{оп2})}; \quad (5.1)$$

$$D_{II} = 242,1 \cdot \frac{(813,8 - 726,7) - 20,2 \cdot (828,8 - 739,2) \cdot 0,99}{0,99 \cdot (3455,3 - 739,2)} = 7,18 \text{ кг/с.}$$

Температуру остаточного перегрева пара принимаем на 25 °С выше температуры насыщения:

$$t_{он} = t_n + 25 = 190,7 + 25 = 215,7 \text{ °С.}$$

При этой температуре энтальпия пара на выходе из охладителя пара равна $h_{оп} = 2798,7$ кДж/кг.

Тепловая нагрузка охладителя пара:

$$Q_{оп} = D_{II} \cdot (h_{II} - h_{оп}) \cdot \eta; \quad (5.2)$$

$$Q_{оп} = 7,18 \cdot (3455,3 - 2798,7) \cdot 0,99 = 4664,5 \text{ кВт.}$$

Энтальпия воды на выходе из собственно подогревателя:

$$h_{62}^{СП} = h_{ПВ}'' - Q_{оп} / G_{ПВ}; \quad (5.3)$$

$$h_{62}^{СП} = 813,8 - 4664,5 / 242,1 = 794,5 \text{ кДж/кг.}$$

Данной энтальпии при среднем давлении питательной воды в ПВД $P_B = 17,5$ МПа соответствует температура $t_{62}^{СП} = 185$ °С. Недогрев до температуры насыщения составляет 5 °С.

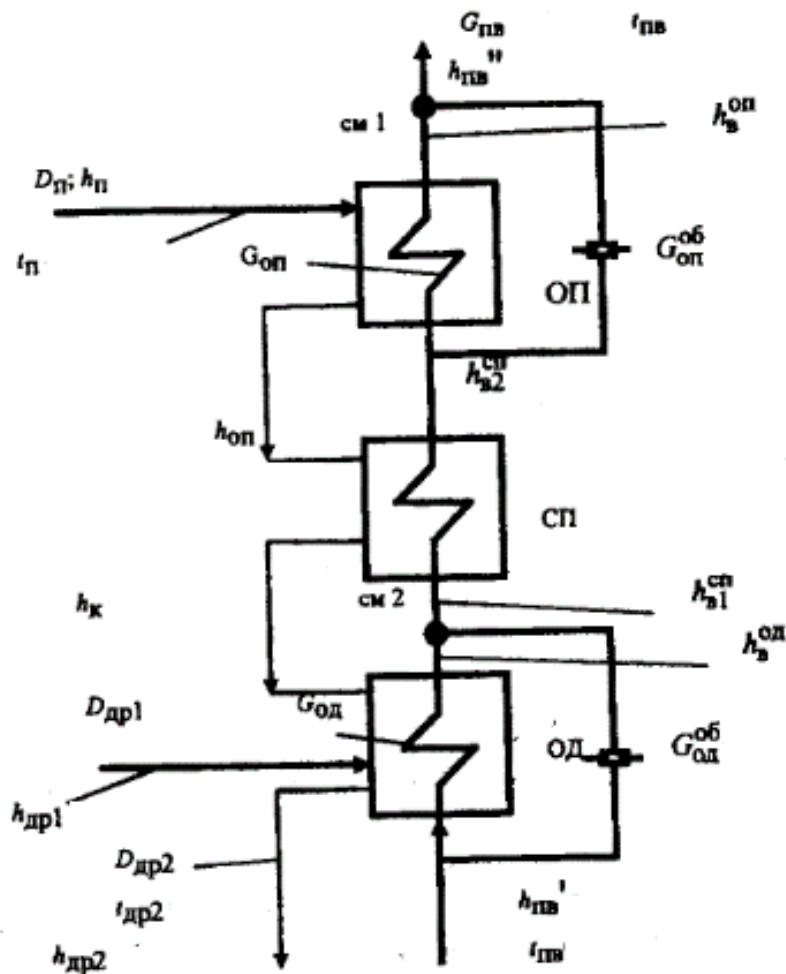


Рис. 5.1 Расчётная схема подогревателя

Энтальпия конденсата при температуре насыщения $h_k = 812$ кДж/кг.

Расход дренажа из подогревателя высокого давления:

$$D_{др2} = D_{П} + D_{др1}; \quad (5.4)$$

$$D_{др2} = 7,18 + 20,2 = 27,4 \text{ кг/с}.$$

Тепловая нагрузка собственно подогревателя:

$$Q_{СП} = D_{П} \cdot (h_{ОП} - h_k) \cdot \eta; \quad (5.5)$$

$$Q_{СП} = 7,18 \cdot (2798,7 - 812) \cdot 0,99 = 14113,5 \text{ кВт}.$$

Вычислим энтальпию воды на входе в собственно подогреватель:

$$h_{61}^{СП} = h_{62}^{СП} - Q_{СП} / G_{ПВ}; \quad (5.6)$$

$$h_{61}^{СП} = 794,5 - 14113,5 / 242,1 = 736,2 \text{ кДж/кг}.$$

Тепловая нагрузка охладителя дренажа:

$$Q_{ОД} = [D_{П} \cdot (h_k - h_{др2}) + D_{др1} (h_{др1} - h_{др2})] \cdot \eta; \quad (5.7)$$

$$Q_{ОД} = [7,18 \cdot (812 - 739,2) + 20,2(828,8 - 739,2)] \cdot 0,99 = 2309 \text{ кВт}.$$

Проверим энтальпию воды на входе в подогреватель:

$$h'_{ПВ} = h_{61}^{СП} - Q_{СД} / G_{ПВ}; \quad (5.8)$$

$$h'_{ПВ} = 736,2 - 2309 / 242,1 = 726,7 \text{ кДж/кг.}$$

Ошибок в расчете нет, так как энтальпия совпадает с заданной.

Суммарная тепловая нагрузка подогревателя:

$$Q_2 = Q_{ОП} + Q_{СП} + Q_{ОД}; \quad (5.9)$$

$$Q_2 = 4664,5 + 14113,5 + 2309 = 21087 \text{ кВт.}$$

Доля тепловой нагрузки ОП составляет 22,1%, СП – 67%, ОД – 10,9%.

Для уменьшения гидравлического сопротивления подогревателя через ОП можно пропускать не весь поток воды, а лишь его часть. Расход воды через ОП можно принимать пропорциональным его тепловой нагрузке, т.е в данном случае 52,9%. [21]

Расход воды через охладитель пара:

$$G_{ОП} = 0,221 \cdot 242,1 = 53,6 \text{ кг/с.}$$

Расход воды через обвод охладителя пара:

$$G_{ОП}^{Об} = G_{ПВ} - G_{ОП}; \quad (5.10)$$

$$G_{ОП}^{Об} = 242,1 - 53,6 = 188,5 \text{ кг/с.}$$

Энтальпия воды, проходящая через охладитель пара перед смесителем:

$$h_B^{ОП} = h_{62}^{СП} + Q_{СП} / G_{ПВ}; \quad (5.11)$$

$$h_B^{ОП} = 794,5 + 4664,5 / 53,6 = 881,6 \text{ кДж/кг.}$$

Данной энтальпии соответствует температура воды 206,5 °С.

Энтальпия воды за подогревателем:

$$h''_{ПВ} = (G_{ОП} \cdot h_B^{ОП} + G_{ОП}^{Об} \cdot h_{62}^{СП}) / G_{ПВ}; \quad (5.12)$$

$$h''_{ПВ} = (53,6 \cdot 881,6 + 188,5 \cdot 794,5) // 242,1 = 813,8 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия совпадает с заданной, значит расчеты произведены верно.

5.2 Тепловой расчет собственно подогревателя

Температура воды перед собственно подогревателем при энтальпии $h_{в1сп} = 736,2$ кДж/кг составляет $t_{61}^{СП} = 174$ °С.

Температура конденсата греющего пара на выходе из СП $t_k = t_n = 190,7$ °С.

Найдем температурный напор на выходе из собственно подогревателя. Учитывая, что остаточный перегрев пара быстро снимается, принимаем $\Delta t_m = t_n - t_{62}^{СП} = 190,7 - 185 = 5,7$ °С.

Температурный напор на входе $\Delta t_6 = t_k - t_{61}^{СП} = 190,7 - 174 = 16,7$ °С.

Среднелогарифмический температурный напор:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{16,7 - 5,7}{\ln \frac{16,7}{5,7}} = 10,2 \text{ °С.} \quad (5.13)$$

Средняя температура питательной воды в собственно подогревателе:

$$t_e^{СП} = (t_{e1}^{СП} + t_{e2}^{СП})/2 = (174 + 185)/2 = 179,5^\circ\text{C} . \quad (5.14)$$

Средняя температура на наружной поверхности стенки составит $t_{ст} = (179,5 + 190,7)/2 = 185,1^\circ\text{C}$.

Температура пленки конденсата:

$$t_{нл} = (t_n + t_{cm})/2 = (190,7 + 185,1)/2 = 187,9^\circ\text{C} .$$

При этой температуре по таблице 1.1 литературы [21] находим

значение $b = \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu}} = 365,2 .$

Тепло, выделяемое одним килограммом пара в собственно подогревателе:

$$r' = h_{оп} - h_k = 2798,7 - 812 = 1986,7 \text{ кДж/кг} . \quad (5.15)$$

На электростанциях обычно устанавливаются подогреватели высокого давления вертикального типа с горизонтальными спиралями. Тогда принимаем, что трубки поверхности нагрева выполнены из горизонтальных двойных спиралей (6 двойных спиралей в каждой из шести секций между перегородками), тогда число трубок по вертикали между перегородками $n=12$. [21]

Наружный диаметр трубок принимаем равными 32 мм.

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующего пара к стенке:

$$\alpha_1 = C \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu}} \cdot \sqrt[4]{\frac{r'}{n \cdot d_o \cdot (t_n \cdot t_{cm})}} ; \quad (5.16)$$

$$\alpha_1 = 0,785 \cdot \sqrt[4]{\frac{1986,7}{12 \cdot 0,032 \cdot \Delta t_1}} = 12627,5 \Delta t_1^{-0,25} ,$$

где C – коэффициент, учитывающий расположение трубы; для горизонтальных труб $C = 0,725$.

Расчетный коэффициент теплоотдачи для стальных трубок составит:

$$\alpha_{1p} = 0,8 \cdot \alpha_1 = 0,8 \cdot 12627,5 \Delta t_1^{-0,25} . \quad (5.17)$$

Удельный тепловой поток в собственно подогревателе:

$$q = \alpha_{1p} \cdot \Delta t_1 = 10102 \cdot \Delta t_1^{0,75} . \quad (5.18)$$

Удельный тепловой поток через стенку выразим как:

$$q = \lambda_{cm} \cdot \Delta t_2 / \delta_{cm} = 46,6 / 0,005 = 9320 \Delta t_2 , \quad (5.19)$$

где λ_{cm} – коэффициент теплопроводности для стали, равный 46,6 Вт/(м·К);

δ_{cm} – толщина стенки трубок, принимаем $\delta_{cm} = 5 \text{ мм}$.

Удельный тепловой поток при теплоотдачи от стенки к воде:

$$q = \alpha_2 \cdot \Delta t_3 = 13345,3 \cdot \Delta t_3 , \quad (5.20)$$

где коэффициент теплоотдачи α_2 :

$$\alpha_2 = [B_0 (\rho \cdot w)^{0,8}] / d_B^{0,2}, \quad (5.21)$$

$$\alpha_2 = [17,75(849 \cdot 1,8)^{0,8}] / 0,22^{0,2} = 13345,3,$$

где $w_{ж}$ – скорость воды в трубках; принимаем $w_{ж}=1,8$ м/с;

ρ – плотность воды при температуре питательной воды СП и среднем давлении в ПВД;

d_B – внутренний диаметр трубок, равный 22 мм;

B_0 – параметр, равный:

$$B_0 = 0,023 \cdot \lambda_{жс} / \mu_{жс}^{0,8} = 0,023 \cdot 0,686 / 0,0001535^{0,8} = 17,75, \quad (5.22)$$

где λ – теплопроводность воды при температуре питательной воды СП и среднем давлении в ПВД;

μ – вязкость при температуре питательной воды СП и среднем давлении в ПВД.

Количество параллельных трубок для обеспечения заданной скорости воды:

$$N = 4 \cdot G_{ПВ} \cdot \nu / (\pi \cdot d_g^2 \cdot w_{жс}); \quad (5.23)$$

$$N = \frac{4 \cdot 242,1 \cdot 0,0011785}{(3,1416 \cdot 0,022^2 \cdot 1,8)} = 417,$$

На каждую из шести секций приходится по $N_c = 417/6 = 69,5$ трубок. Округляем до наибольшего целого, получаем $N_c = 70$.

Уточняем скорость воды в трубках:

$$w = 4 \cdot G_{ПВ} \cdot \nu / (\pi \cdot d_g^2 \cdot N_c), \quad (5.24)$$

$$w = 4 \cdot 242,1 \cdot 0,0011785 / (3,1416 \cdot 0,022^2 \cdot 70) = 1,8 \text{ м/с}.$$

Коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_2 = [B_0 (\rho \cdot w)^{0,8}] / d_B^{0,2}, \quad (5.25)$$

$$\alpha_2 = [17,75(849 \cdot 1,8)^{0,8}] / 0,22^{0,2} = 13345,3.$$

Поправка на увеличение теплоотдачи в спиральных:

$$\varepsilon = 1 + 1,77 \cdot d_g / R = 1 + 1,77 \cdot 22 / 140 = 1,278, \quad (5.26)$$

где $R_{сп}$ – средний радиус спирали, который принимается в качестве радиуса змеевика, $R_{сп} = 140$ мм.

Расчетный коэффициент теплоотдачи от стенки к воде:

$$\alpha_{2p} = \varepsilon \cdot \alpha_2 = 13345 \cdot 1,278 = 17057,2. \quad (5.27)$$

Таким образом, удельный тепловой поток равен:

$$q = 17057,2 \cdot \Delta t_3.$$

Итак, из имеющихся выражений q выделим температурные напоры:

$$\Delta t_1 = 10102q; \quad \Delta t_2 = 9320q; \quad \Delta t_3 = 17057,19q.$$

Зададимся различными значениями q и построим таблицу 5.1.

Таблица 5.1

q	20 000	30 000	4 0000	500 00	6 0000
1 Δt	2,4 9	4, 27	6 ,26	8,4 3	1 0,76
2 Δt	2,1 5	3, 22	4 ,29	5,3 6	6 ,44
3 Δt	1,1 7	1, 76	2 ,35	2,9 3	3 ,52
Δt	5,8 0	9, 25	1 2,90	16, 73	2 0,71

Далее строим график зависимости температурных напоров от удельного теплового потока, рис. 5.2. Из графика определяем удельный тепловой поток при $\Delta t_{cp} = 10,2 \text{ }^\circ\text{C}$; он равен 32620 Вт/м^2 .

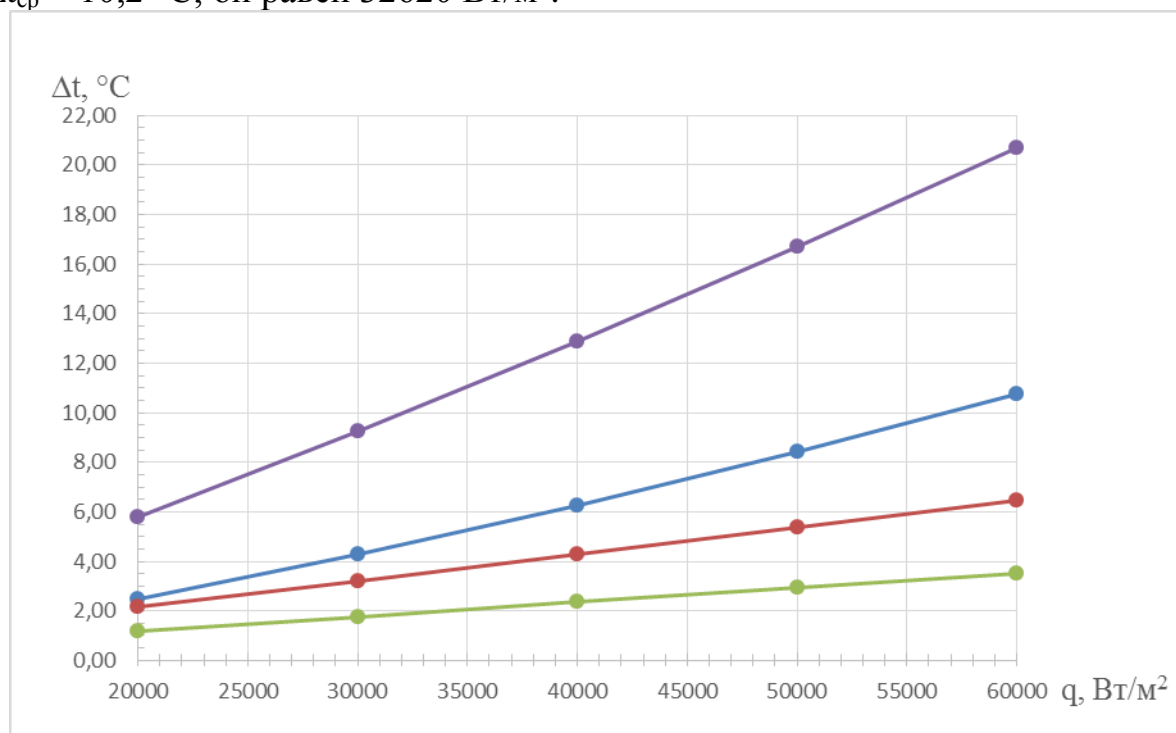


Рис. 5.2 График зависимости температурных напоров от удельного теплового потока

Коэффициент теплопередачи для собственно подогревателя:

$$k = q / \Delta t_{cp} = 32620 / 10,2 = 3187,7 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{K}. \quad (5.28)$$

Необходимая поверхность нагрева собственно подогревателя:

$$F = Q_{сп} / (k \cdot \Delta t_{cp}), \quad (5.29)$$

$$F = 14113,5 \cdot 1000 / (3087,7 \cdot 10,2) = 432,7 \text{ м}^2.$$

Длина двойных спиралей:

$$L = F_{СП} / (\pi \cdot d_n \cdot N_T), \quad (5.30)$$

$$L = 432,7 / (3,1416 \cdot 0,032 \cdot 420) = 10,25 \text{ м}.$$

где N_T – принятое количество трубок, $N_T = 6 \cdot 70 = 420$.

Шаг трубок выбираем равным 36 мм. Общая высота трубной системы составит $h_{СП} = 70 \cdot 2 \cdot 36 + 40 = 5080 \text{ м}$.

5.3 Расчет охладителя пара

Температурный напор на входе в охладитель пара
 $\Delta t_m = t_{ОП} - t_B^{ОП} = 215,7 - 185 = 30,7^\circ\text{C}$.

Температурный напор на выходе из охладитель пара
 $\Delta t_{\delta} = t_{П} - t_B^{ОП} = 491 - 206,5 = 284,5^\circ\text{C}$.

Средний логарифмический температурный напор:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}} = \frac{284,5 - 30,7}{\ln \frac{284,5}{30,7}} = 114^\circ\text{C}.$$

Средняя температура пара в межтрубном пространстве $t_{cp} = 353,4^\circ\text{C}$.

Учитывая, что коэффициент теплопередачи в ПО примерно в два раза меньше, чем в СП, принимаем, что количество трубок в ОП составляет примерно 20% от количества трубок в СП, т.е. $N = 0,2 \cdot 420 = 84$. Для каждой секции $N_c = 84/6 = 14$.

Высота охладителя пара составит:

$$h = (2 \cdot N_c - 1) \cdot s + 2 \cdot 0,02, \quad (5.31)$$

$$h = (2 \cdot 14 - 1) \cdot 0,036 + 2 \cdot 0,02 = 0,256 \text{ м}.$$

Ширина одного хода пара составит:

$$a = (N_B - 1) \cdot s + 2 \cdot 0,02 = (7 - 1) \cdot 0,36 + 2 \cdot 0,02 = 0,256 \text{ м}, \quad (5.32)$$

где N_B – количество витков в спирали, $N_B = 7$.

Площадь живого сечения для прохода пара:

$$f = a \cdot h - 0,785 \cdot d_n^2 \cdot N_c \cdot 2 \cdot N_B, \quad (5.33)$$

$$f = 0,256 \cdot 1,012 - 0,785 \cdot 0,032^2 \cdot 14 \cdot 2 \cdot 7 = 0,1015 \text{ м}^2.$$

Смоченный периметр сечения одного прохода пара:

$$u = 2 \cdot (a + h) + N_c \cdot 2 \cdot N_B \cdot \pi \cdot d_n, \quad (5.34)$$

$$u = 2 \cdot (0,256 + 1,012) + 14 \cdot 2 \cdot 7 \cdot 3,1416 \cdot 0,032 = 22,24 \text{ м}.$$

Эквивалентный диаметр:

$$d_s = 4 \cdot f / u = 4 \cdot 0,1015 / 22,24 = 0,0183 \text{ м}. \quad (5.35)$$

Скорость пара в межтрубном пространстве:

$$w_{П} = D_{П} \cdot v_{П} / f = 7,18 \cdot 0,2116 / 0,1015 = 15 \text{ м/с}.$$

Критерий Рейнольдса:

$$\text{Re} = w_{П} \cdot d_s / (\mu \cdot v_{П}), \quad (5.36)$$

$$Re = 15 \cdot 0,0183 / (0,0000192 \cdot 0,2116) = 67218.$$

Число Нуссельта:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}, \quad (5.37)$$

$$Nu = 0,023 \cdot 67218^{0,8} \cdot 1,075^{0,4} = 172,3.$$

Коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_1 = Nu \cdot \lambda / d_g = 172,3 \cdot 0,0364 / 0,0183 = 343,5. \quad (5.38)$$

Площадь поперечного сечения для прохода воды:

$$F_{\text{вн}} = 14 \cdot 6 \cdot 0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2 = 14 \cdot 6 \cdot 0,785 \cdot 0,022^2 = 0,032 \text{ м}^2.$$

Скорость воды в трубках:

$$w_g = G_{\text{ОП}} \cdot v_g / F_g = 53,6 \cdot 0,001556 / 0,032 = 1,94 \text{ м/с}.$$

Определим параметр B_0 :

$$B_0 = 0,023 \cdot \lambda_g / \mu_g^{0,8} = 0,023 \cdot 578 / 0,0001332^{0,8} = 16,75.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде:

$$\alpha_2 = [B_0 (\rho \cdot w)^{0,8}] / d_g^{0,2} = [16,75 (865,1 \cdot 1,94)^{0,8}] / 0,0183^{0,2} = 14177 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Расчетный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{2p} = \varepsilon \cdot \alpha_2 = 1,278 \cdot 14177,8 = 18121 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи от пара к воде:

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{см}}}{\lambda_{\text{см}}} + \frac{1}{\alpha_2} \right)} = \frac{1}{\frac{1}{343,5} + \frac{0,005}{46,6} + \frac{1}{14177,8}} = 323,71 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Площадь поверхности нагрева охладителя пара:

$$F_{\text{ОП}} = Q_{\text{ОП}} / (k \cdot \Delta t_{\text{cp}}) = 4664,5 \cdot 1000 / (323,71 \cdot 114) = 126,41 \text{ м}^2.$$

Площадь поверхности нагрева одной спирали (спираль берется таких же размеров, как и в СП):

$$f_{\text{СП}} = \pi \cdot d_n \cdot L = 3,1416 \cdot 0,032 \cdot 10,25 = 1,03 \text{ м}^2.$$

Необходимое количество спиралей:

$$N_{\text{ОП}} = F_{\text{ОП}} / f_{\text{СП}} = 126,41 / 1,03 = 123.$$

Округляем до ближайшего целого, кратного шести, т.е. $N_{\text{ОП}} = 120$, тогда $N_{\text{С}} = 120/9 = 20$ спиралей. Далее уточняем площадь поверхности нагрева охладителя пара $F_{\text{ОП}} = f_{\text{СП}} \cdot N_{\text{ОП}} = 1,03 \cdot 20 = 123,62 \text{ м}^2$.

5.3 Тепловой расчет охладителя дренажа

Для уменьшения гидравлического сопротивления подогревателя через ОД можно пропускать не весь поток воды, а лишь его часть. Расход воды через ОД можно принимать пропорциональным его тепловой нагрузке, т.е. в данном случае 10,9%. [21]

Расход воды через охладитель дренажа:

$$G_{OD} = 0,221 \cdot 242,1 = 53,6 \text{ кг/с}.$$

Расход воды через обвод охладителя дренажа:

$$G_{OP}^{Ob} = 242,1 - 53,6 = 188,5 \text{ кг/с}.$$

Учитывая, что коэффициент теплопередачи в ОД примерно такой же, как и в СП, а температурный напор в два раза меньше, принимаем, что количество трубок в ОП составляет 15% от количества трубок в СП, т.е. $N = 0,15 \cdot 420 = 63$. Ближайшее число, кратное шести, равно 60. Тогда для каждой секции $N_s = 60/6 = 10$ спиралей. [21]

Энтальпия воды за охладителем дренажа равна:

$$h_B^{OD} = D_{II} \cdot h_k + D_{op1} \cdot h_{op1} - D_{op2} \cdot h_{op2} + G_{OD} \cdot h_{ПВ}' / G_{OD}, \quad (5.38)$$
$$h_B^{OD} = 7,18 \cdot 812 + 20,2 \cdot 828,8 -$$
$$- 27,4 \cdot 739,2 + 26,51 \cdot 726,7 / 26,51 = 814,7 \text{ кДж/кг}.$$

Температура воды, соответствующая этой энтальпии равна $t_B = 186,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Находим температурный напор на выходе из ОД $\Delta t_\delta = 169,5 - 174,5 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температурный напор на входе $\Delta t_m = 190,7 - 186,5 = 4,2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Средний логарифмический температурный напор:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_\delta - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_m}} = \frac{5 - 4,2}{\ln \frac{5}{4,2}} = 4,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Средняя температура конденсата в межтрубном пространстве:

$$t_{op}^{cp} = (190,7 + 174,5) / 2 = 182,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Высота охладителя дренажа составит:

$$h = (2 \cdot 10 - 1) \cdot 0,036 + 2 \cdot 0,02 = 0,724 \text{ м}.$$

Ширина одного хода пара составит:

$$a = (7 - 1) \cdot 0,036 + 2 \cdot 0,02 = 0,256 \text{ м}.$$

Площадь живого сечения для прохода конденсата составит:

$$f = 0,256 \cdot 0,724 - 0,785 \cdot 0,032^2 \cdot 10 \cdot 2 \cdot 7 = 0,1015 \text{ м}^2.$$

Смоченный периметр сечения одного прохода:

$$u = 2 \cdot (0,256 + 0,724) + 10 \cdot 2 \cdot 7 \cdot 3,1416 \cdot 0,032 = 16,03 \text{ м}.$$

Эквивалентный диаметр:

$$d_s = 4 \cdot f / u = 4 \cdot 0,1015 / 16,03 = 0,025 \text{ м}.$$

Скорость конденсата пара в межтрубном пространстве:

$$w_{КП} = D_{op2} \cdot v_{op} / f = 27,4 \cdot 0,001151 / 0,1015 = 0,305 \text{ м/с}. \quad (5.39)$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re = 0,305 \cdot 0,025 / (0,000138 \cdot 0,001151) = 49344,38.$$

Число Нуссельта:

$$Nu = 0,023 \cdot 49344,98^{0,8} \cdot 0,91^{0,4} = 125,87 .$$

Коэффициент теплоотдачи составит:

$$\alpha_1 = 125,87 \cdot 0,573 / 0,02 = 3971,11 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$

Характеристики теплопроводности стенки остаются такими же, как и в собственно подогревателе и охладителе пара.

Средняя температура питательной воды в трубках составит $t = 178 \text{ }^\circ\text{C}$.

Площадь для прохода воды будет равна:

$$f = 6 \cdot 10 \cdot 3,1416 \cdot 0,022^2 / 4 = 0,02 \text{ м}^2 .$$

Скорость воды в трубках:

$$w_{\text{КП}} = G_{\text{ОД}} \cdot v_{\text{дп}} / f_{\text{с}} = 26,51 \cdot 0,001125 / 0,02 = 1,31 \text{ м} / \text{с} . \quad (5.40)$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re = 1,31 \cdot 0,02 / (0,000138 \cdot 0,0001151) = 149085,4 .$$

Число Нуссельта:

$$Nu = 0,023 \cdot 149085,4^{0,8} \cdot 0,93^{0,4} = 307,517 .$$

Коэффициент теплоотдачи составит:

$$\alpha_2 = 307,517 \cdot 0,573 / 0,02 = 9701,66 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$

Расчетный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{2p} = 1,278 \cdot \alpha_2 = 1,278 \cdot 9701,66 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$

Коэффициент теплопередач от пара к воде:

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{см}}}{\lambda_{\text{см}}} + \frac{1}{\alpha_2} \right)} = \frac{1}{\frac{1}{3971,11} + \frac{0,005}{46,6} + \frac{1}{12400,11}} = 2274 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Площадь поверхности нагрева охладителя дренажа:

$$F_{\text{ОД}} = Q_{\text{ОД}} / (k \cdot \Delta t_{\text{ср}}) = 2309 \cdot 1000 / (2274 \cdot 4,6) = 221,3 \text{ м}^2 .$$

Площадь поверхности нагрева одной спирали (спираль берется таких же размеров, как и в СП).

Необходимое количество спиралей:

$$N_{\text{ОД}} = F_{\text{ОД}} / f_{\text{СП}} = 221,3 / 1,03 = 215 .$$

Округляем до ближайшего целого, кратного шести, т.е. $N_{\text{ОП}} = 216$, тогда $N_{\text{С}} = 216 / 6 = 36$ спиралей.

Вывод: тепловой расчёт подогревателей сводится к определению величины поверхности нагрева F и его конструктивных размеров (диаметр, длина и число труб, диаметр и высота корпуса и т.п.) [21]

Как видно из расчетов, температурный напор подогревателя зависит от расхода подогреваемой воды, температуры воды на входе и давления греющего пара. При определении величин поверхностей нагрева составляющих частей подогревателя были получены следующие значения: площадь собственно подогревателя составила $432,7 \text{ м}^2$, охладителя пара – $123,6 \text{ м}^2$, охладителя дренажа – $221,3 \text{ м}^2$, т.е. общая площадь составляет $777,6 \text{ м}^2$. Эти

значения ненамного отличаются от реальных табличных значений выбранного к установке подогревателя ПВ-775-265-13, общая поверхность нагрева которого равна 775 м².

Для удобства расчет проводился в Microsoft Excel, так как возникала необходимость перерасчета, к примеру, в связи с расхождениями между принятым и полученным количеством спиралей или изменением температуры стенки.

6. Безопасность жизнедеятельности и охрана труда

6.1 Анализ условий труда в турбинном цехе

В данном дипломном проекте «Реконструкция Алматинской ТЭЦ-2 с расчетом ПВД» планируется выбор основного оборудования для увеличения мощности станции, расчет тепловой схемы и выбор вспомогательного оборудования. Целесообразность увеличения мощности станции обуславливается ростом энергетических нагрузок определенного района.

Основное требование охраны труда – создание таких условий, при которых исключилось бы воздействие на рабочих опасных и вредных производственных факторов. [1]

На основании требований Трудового кодекса Республики Казахстан 2016 (от 23 ноября 2015 года № 414-V) разрабатываются конкретные мероприятия по созданию здоровых и безопасных условий труда, предупреждению несчастных случаев и профессиональных заболеваний.

Выполнение предусмотренных законодательством об охране труда мероприятий обеспечивают необходимый уровень охраны труда на станции. Предусматриваются следующие мероприятия: модернизация оборудования, внедрение автоматического дистанционного управления оборудованием и процессами, внедрение систем автоматического контроля и сигнализации, внедрения технических способов и средств защиты рабочих от поражения электрическим током, механизация работ, устройство мест отдыха и обогрева (кондиционирования) рабочих. [1]

К работам повышенной опасности относятся все виды ремонтных, монтажных, демонтажных, строительных, восстановительных и других работ, при выполнении которых наиболее вероятно появление и воздействие на работающих опасных и вредных производственных факторов, а также работы,

связанные с повышенным риском (работы на высоте, вблизи линий электропередач, в колодцах, с сосудами, работающими под давлением), требующие подготовки рабочего места, и связанное с этим травмирование (отравление) промышленного персонала. [2] Работа на действующей станции относится к категории таковых, потому как теплосиловое оборудование находится под высоким давлением, температурой и электрическим напряжением, применяются огневая техника, горючие газы и т.д. В турбинном цехе имеются опасные и вредные производственные факторы: электрическое напряжение, повышенная напряженность электрического поля, расположение рабочего места на высоте, возможность образования взрыво- и пожароопасных смесей на ТЭЦ в помещениях топливоподдачи, в турбоцехе (водородное охлаждение генераторов). [1]

В турбинном цехе представляют опасность сосуды, работающие под давлением. Согласно определению, сосудами, работающими под давлением, называются герметически закрытые емкости, предназначенные для химических и тепловых процессов, а также для хранения и перевозки сжатых, сжиженных и растворенных газов и жидкостей под давлением. [3] Это могут быть регенеративные подогреватели высокого и низкого давления, бойлеры, деаэраторы, ресиверы и расширители продувки электростанций, баллоны для сжиженных газов, трубопровод пара и горячей воды. Вышеперечисленное оборудование и трубопроводы представляют собой объекты повышенной опасности, разрушение которых в эксплуатации может вызвать большой материальный ущерб, а также другие тяжелые последствия на месте производства.

Безопасность эксплуатации систем, работающих под давлением обеспечивается соблюдением «правил устройства и безопасной эксплуатации сосудов работающих под давлением», утвержденных приказом Министра по чрезвычайным ситуациям Республики Казахстан от 29 октября 2008 года №189.

Правила распространяются на:

- 1) сосуды, работающие под давлением воды с температурой выше 115°C или других нетоксичных, не взрывопожароопасных жидкостей при температуре, превышающей температуру кипения при давлении 0,07 МПа (0,7 кгс/см²);
- 2) сосуды, работающие под давлением пара, газа или токсичных взрывопожароопасных жидкостей свыше 0,07 МПа (0,7 кгс/см²);
- 3) баллоны, предназначенные для транспортировки и хранения, использования сжатых, сжиженных и растворенных газов под давлением свыше 0,07 МПа (0,7 кгс/см²);
- 4) цистерны и бочки для транспортировки и хранения сжатых и сжиженных газов, давление паров которых при температуре до 50°C превышает давление 0,07 МПа (0,7 кгс/см²);

5) цистерны и сосуды для транспортировки или хранения сжатых, сжиженных газов, жидкостей и сыпучих тел, в которых давление выше 0,07 МПа (0,7 кгс/см²) создается периодически для их опорожнения;

б) барокамеры. (Предлагаемый в проекте котел (БКЗ 420-140-7с) имеет рабочее давление 14 МПа.)

Для обеспечения безопасности при эксплуатации сосуды в зависимости от их назначения должны быть оснащены:

- предохранительными клапанами;
- запорной или запорно-регулирующей арматурой;
- приборами для измерения давления;
- приборами для измерения температуры;
- указателями уровня жидкости.

Применению защиты от недопустимого повышения давления рабочей среды на ТЭЦ подлежат: пароводяной и газовый тракт котлов, деаэраторы, паровые пространства теплообменников, трубопроводы, насосы, выхлопные патрубки турбин, расширительные баки, редукционно-охладительные установки и т.д. [4]

Эксплуатация оборудования происходит в условиях повышенной температуры и влажности воздуха, значительного шума и вибрации. Энергетический персонал (ДИСы, старшие машинисты энергоблоков, начальники смен цехов и др.) подвергаются высокому нервно-эмоциональному напряжению, связанному со сменностью работы и большой ответственностью за нормальный режим работы оборудования. Длительные работы, связанные с воздействием вредных производственных факторов, могут привести к отклонениям в состоянии здоровья и даже к профессиональным заболеваниям. [1]

На ТЭЦ размещается большое количество оборудования, эксплуатация которого связана со значительным шумоизлучением. В здании ТЭЦ-2 находятся следующие источники шума: паровые турбины, генераторы, котлы, углеразмольные и тягодутьевые машины, компрессоры, насосы, паропроводы и др. Вне помещения ТЭЦ расположены вентиляционные установки, трансформаторы, градирни. Все эти источники шума оказывают продолжительное воздействие как на обслуживающий персонал предприятия, так и на жителей близлежащих населенных пунктов. [4]

Машинное отделение находится в главном корпусе и по СНиП II-№2-72 относится к категории производств «Г». К категории «Г» относятся производства, в которых обращаются негорючие вещества и материалы в горячем, раскаленном или расплавленном состоянии, процесс обработки которых сопровождается выделением лучистого тепла, искр и пламени. К этой же категории относятся производства, в которых твердые, жидкие или газообразные вещества сжигаются в качестве топлива или утилизируются путем сжигания, а также производства, в которых технологический процесс протекает с применением открытого огня. [1]

В данном разделе дипломного проекта произведён акустический расчет в турбинном цехе, перечислены мероприятия по снижению уровня шума, приведен расчёт предохранительного устройства ПВД и рекомендации по выбору предохранительных клапанов.

6.2 Расчетная часть

6.2.1 Акустический расчет в турбинном цехе

В расчётной части данного раздела произведен акустический расчет шума в турбинном цехе, а также приведены меры защиты от воздействия шума на персонал.

В турбинном цехе ТЭЦ-2 на нулевой отметке основными источниками шума являются турбины и их электрогенераторы. Будем считать, что всего в турбинном цехе размещено 7 турбин и 7 электрогенераторов (с учетом новой установленной турбины). Усредненные длины турбин и электрогенераторов соответственно 18,6 и 10,3 м. Источники расположены на полу, т.е. $\Phi=1$.

Источники шума находятся на расстоянии r от расчетной точки, которая расположена на высоте 1,5 метра от пола. Объем помещения, исходя из схем, равен $V_{\text{пом}} = 39 \times 270 \times 17 = 179\,010 \text{ м}^3$.

Необходимо определить октавные уровни звукового давления в расчетной точке. Данные расчета сравнить с нормируемыми уровнями звукового давления. Определить требуемое снижение звукового давления и выбрать мероприятия для обеспечения этой цели.

Октавные уровни звукового давления в расчетной точке помещения, в котором несколько источников шума, определяются по формуле [5]:

$$L_{\text{сумм}} = 10 \cdot \lg \left(\sum_{i=1}^m \frac{\Delta_i \chi_i \Phi_i}{S_i} + \frac{4\psi}{B} \sum_{i=1}^n \Delta_i \right), \text{ где } \Delta_i = 10^{0,1L_{pi}}, \quad (6.1)$$

где L_{pi} – октавный уровень звуковой мощности дБ, создаваемый i -тым источником шума (определяется из табл. 6.1);

m – количество источников шума, ближайших к расчетной (то есть для которых выполняется условие $r_i \leq 5 \cdot r_{\text{min}}$, где r_{min} – расстояние от расчетной точки до акустического центра источника);

n – общее количество источников шума в помещении;

χ – коэффициент, учитывающий влияние ближайшего акустического поля и принимаемый в зависимости от отношения r к l_{max} – максимальный габарит источника шума (определяется по графику, приведенном в литературе [5] на стр.15, рис. 3.2);

Φ – фактор направленности источника шума, безразмерная величина, определяется по опытным данным, для источников шума с равномерным излучением звука следует принимать равной 1;

S – площадь воображаемой поверхности, правильной геометрической формы, окружающей источник и проходящей через расчетную точку, при расположении ИШ на поверхности стен и перекрытия $S=2\pi r^2$;

B – постоянная помещения, находится по следующей формуле:

$$V = V_{1000} \cdot \mu, \quad (6.2)$$

где V_{1000} – постоянная помещения на среднегеометрической частоте 1000 Гц, определяется в зависимости от объема и типа помещения по литературе [5] (таблица 3.8, стр. 16);

μ – частотный множитель (определяется по табл. 3.9, стр. 16 лит-ры[5]);

ψ – коэффициент, учитывающий геометрические параметры ИШ, берется в зависимости от $V/S_{\text{огр}}$, определяется по графику на рис. 1.2. [5].

Таблица 6.1– Ориентировочные уровни звукового давления L_p теплоэнергетического оборудования [5]

Источник шума	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Турбина	103	105	94	95	93	90	88	85
Генератор	105	105	98	97	98	92	90	92
Допустимый уровень звукового давления	99	92	86	83	80	78	76	74

Произведем расчет уровня звукового давления в расчетной точке при частоте 63 Гц (на первой октавной полосе) по примеру, приведенному в [5] (стр.19).

В акустическом расчете участвуют два источника шума $m=2$, т.к. для них выполняется условие $r_i \leq 5 \cdot r_{\min}$, $r_{\min}=r_1 = 7,5$ м, т.е. $5 \cdot 7,5= 37,5$ м. Всего источников шума в турбинном цехе $n=14$.

Максимальный габарит источника шума $l_{\max}=18,6$ м. Тогда коэффициенты, учитывающие влияние ближайшего акустического поля равны:

$$\frac{r_1}{l_{\max}} = \frac{7,5}{18,6} = 0,4, \text{ следовательно } \chi_1 = 3,7;$$

$$\frac{r_2}{l_{\max}} = \frac{10,5}{18,6} = 0,56, \text{ следовательно } \chi_2 = 3,4.$$

Частотный множитель на среднегеометрической частоте 63 Гц равен $\mu=0,5$. Тогда постоянная помещения равна:

$$V = V_{1000} \cdot \mu = V \cdot \mu / 20 = 179010 \cdot 0,5 / 20 = 8950,5 \cdot 0,5 = 4475,25.$$

При $V/S_{\text{огр}}=0,025$ коэффициент, учитывающий геометрические параметры ИШ, равен $\psi=1$.

При частоте 63 Гц уровни звукового давления турбины и генератора соответственно равны $L_{pT}=103$ дБ и $L_{pГ}=105$ дБ. Согласно таблице 3.10 [5] значение добавки в зависимости от уровней шума двух источников равно

$\Delta L=2$ дБ. Для получения необходимого суммарного уровня добавку следует прибавить к более высокому уровню:

$$L_{p\Sigma} = 105 + 2 = 107 \text{ дБ.}$$

Расчет площадей воображаемых поверхностей:

$$S_1 = 2\pi r_1^2 = 2 \cdot 3,14 \cdot 7,5^2 = 353,25 \text{ м}^2; S_2 = 2\pi r_2^2 = 2 \cdot 3,14 \cdot 10,5^2 = 692,37 \text{ м}^2.$$

Подставим все найденные выше значения в формулу (6.1) и найдем ожидаемый уровень звукового давления $L_{\text{ожид}}$:

$$L_{\text{ожид}} = 10 \cdot \lg \left(\frac{10^{10,7} \cdot 3,7 \cdot 1}{353,42} + \frac{10^{10,7} \cdot 3,4 \cdot 1}{692,7} + \frac{4 \cdot 1}{4475,25} \cdot 14 \cdot 10^{10,7} \right) = 91,5 \text{ дБ.}$$

Далее, используя известные значения $L_{\text{доп}}$, указанные в табл. 6.1, определяем требуемое снижение шума $\Delta L_{\text{тр}}$:

$$\begin{aligned} \Delta L_{\text{тр}} &= L_{\text{ожид}} - L_{\text{доп}}, \\ \Delta L_{\text{тр}} &= 91,5 - 99 = -7,5 \text{ дБ.} \end{aligned} \quad (6.3)$$

Расчет для других частот производился в MicrosoftExcel, результаты приведены в таблице 6.2.

Вывод: если полученные значения $\Delta L_{\text{тр}}$ отрицательные, то уровень давления не превышает значений, указанных в ГОСТ12.1.003-83, если же положительное, то есть необходимость проведения мероприятий по снижению шума. Результаты расчета октавных уровней звукового давления в расчетной точке показали, что есть необходимость применения мероприятий по снижению уровня шума в турбинном цехе.

Для снижения шума оборудования в источнике его образования необходимо по возможности: заменять ударные взаимодействия деталей безударными; демпфировать вибрации соударяющихся деталей путем сочленения их с материалами, имеющими большое внутреннее трение (резиной, изделиями из пластмасс, пробкой, битумными картонами, войлоком, асбестом и др.); уменьшить интенсивность шума от вибрирующих деталей, имеющих большие поверхности (корпуса редукторов, барабаны мельниц, кожуха турбин и т.д.), устройством упругих прокладок и пружин между деталями, передающими вибрацию; звукоизолирующей облицовкой внешней и внутренней поверхностей кожухов, барабанов и т.д.; заменять металлические детали изделиями из пластмасс или других незвучных материалов; производить тщательную балансировку роторов агрегатов и других вращающихся деталей для уменьшения динамических сил, возбуждающих вибрацию; предусматривать минимальные допуски при сборке агрегатов в целях уменьшения зазоров в сочленении деталей, тем

самым уменьшить вибрацию или энергию соударений; не допускать завихрения газовых, пароводяных и воздушных струй в местах резкого расширения [падение давления с 0,2 МПа (2 кгс/см²) и более] и сужения или предусматривать специальные глушители шума; заменять по возможности подшипники качения подшипниками скольжения в случаях, когда преобладающим шумом агрегата является шум подшипников. [6]

6.2.2 Сосуды под давлением. Расчет предохранительных устройств

Предохранительные клапаны служат для быстрого снижения давления рабочей среды до нормальной. Когда давление в защищаемом объекте достигает установленного предела, предохранительный клапан автоматически открывается и выпускает рабочую среду в атмосферу или специальную емкость большого объема и закрывается также автоматически при снижении давления до нормального. Это дает возможность оперативному персоналу восстановить нормальный режим работы оборудования или отключить его без повреждений. [4]

Опыт эксплуатации показал, что на практике наблюдается повышение давления в корпусах ПВД сверх расчетного. Чаще всего это происходит при отключении ПВД защитой от переполнения по первому аварийному уровню, когда прекращается поступление питательной воды в трубные системы подогревателей, а по линии каскадного слива продолжается переток конденсата или даже пара (при отказе запорной или регулирующей арматуры). Все современные ПВД турбоустановок с начальным давлением пара 9 МПа и выше, за исключением подогревателей, подключенных к первому отбору турбины, а также турбоустановок АС, оснащаются пружинными предохранительными клапанами на заводе-изготовителе.

Предохранительные клапаны должны быть настроены на давление срабатывания, превышающее рабочее на 15%. [7]

Для проверки пропускной способности клапана необходимо определить количество среды, которое можно сбросить через клапан в аварийной ситуации, и сравнить полученное значение с расходом сбрасываемой среды в аппарате, т.е. пропускная способность ПУ G должна быть не менее аварийного расхода среды G_a ($G \geq G_a$).

Пропускную способность ПУ для газов и паров в кг/ч рассчитывают по формуле [8]:

$$G = V_1 \cdot V_2 \cdot \alpha_1 \cdot F \cdot (P_1 + 1), \text{ кгс/см}^2, \quad (6.4)$$

где F – площадь сечения седла ПК, $F = \frac{\pi d_c^2}{4}$,

где d_c – диаметр седла клапана;

P_1 – избыточное давление среды до ПУ при истечении, кгс/см²;

V_1 – коэффициент, учитывающий физико-химические свойства водяного пара при рабочих параметрах перед клапаном [8];

V_2 – коэффициент, учитывающий соотношения давлений перед клапаном и за клапаном [8];

α_1 – коэффициент расхода для газообразных сред [8].

При сбросе газообразных сред для малоподъемных ПК $\alpha_1 = 0,05$, для среднеподъемных $\alpha_1 = 0,3$, для полноподъемных - $\alpha_1 = 0,6$. Клапаны, установленные на аппаратах (емкостях, колоннах, сепараторах), как правило, являются полноподъемными. Для аппаратов, работающих под давлением пара или газа, избыточное давление P_1 при действии ПУ не должно превышать следующих допустимых значений:

Таблица 6.3 – Допустимое давление в аппарате при действии ПУ

P_p , МПа	$\leq 0,3$	Св. 0,3 до 6,0	Св. 6,0
P_1 , МПа	$P_p + 0,05$	$1,15 P_p$	$1,1 P_p$

P_p – рабочее давление в аппарате.

Рабочее давление пара в корпусе ПВ-475-230-50 равно $P_p = 50$ кгс/см².

Диаметр седла клапана $d_c = 20$ мм. Тогда площадь сечения седла ПК равна $F = \frac{\pi d_c^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 20^2}{4} = 3,14$ см².

По таблицам из ГОСТа 12.2.085-2002. Сосуды, работающие под давлением. Клапаны предохранительные требования безопасности определим значения: $V_1 = 0,51$; $V_2 = 1$; $\alpha_1 = 0,6$.

Подставим найденные значения в формулу (6.4):

$$G = 0,51 \cdot 1 \cdot 0,6 \cdot 3,14 \cdot (5,638 + 1) = 6,378 \text{ кгс/см}^2$$

Сравнивают его с величиной аварийного расхода m_a , который определяется из материального баланса аппарата. Если клапан установлен на компрессоре или насосе, то величина аварийного расхода равна производительности агрегата.

Если выполняется условие $G \geq G_a$, то клапан обеспечивает защиту аппарата от превышения давления. Если нет, то необходимо подобрать предохранительный клапан с другими параметрами. Для этого вычисляют площадь поперечного сечения и диаметр седла клапана по формуле (6.4), принимая $G = G_a$. Затем подбирают предохранительный клапан с соответствующим диаметром седла и условным давлением по каталогам.

Выполняют проверку имеющегося или выбранного клапана по формуле:

$$F_{R(\Gamma T H)} = m_a \cdot \left[5,03 \cdot \alpha \cdot V \sqrt{(P_1 - P_2) \cdot \rho_1} \right]^{-1}, \quad (6,5)$$

где V выбирается в зависимости от k и β по таблице А3 Приложения А литературы [8].

ПК выбран правильно, если площадь проходного сечения выбранного ПУ F не менее $F_{R(\Gamma T H)}$. В противном случае следует по $F_{R(\Gamma T H)}$ выбрать новое ПУ большего размера с учетом коэффициента α .

Величина аварийного расхода ПВ-475-230-50 равна $G_a = 4,3$ кгс/см², т.е. выполняется условие $G \geq G_a$, выбранный клапан обеспечивает защиту ПВД от превышения давления.

6.3 Вывод по разделу

В акустическом расчете после вычисления октавных уровней звукового давления в расчетных точках определила требуемое снижение уровней звукового давления. В моем случае требуемое снижение шума для частот 125, 1000 и 8000 Гц оказалось положительным, т.е. как показали результаты расчета, есть необходимость применения мероприятий по снижению уровня шума в турбинном цехе.

Для выполнения санитарных норм по уровням шума на ТЭЦ-2 предусмотрены следующие мероприятия. Рабочие места в производственных помещениях с постоянным пребыванием людей при уровне производственного шума превышающем нормируемый санитарный уровень, оборудуются специальными приспособлениями: шумоотражающими экранами, шумоглушащими кабинами, виброизолирующими опорными площадками и прочее. Такие помещения, как щиты управления, находящиеся внутри производственных зданий, ограждаются тяжелыми стеновыми панелями и изнутри облицовываются специальными звукопоглощающими материалами, снабжаются витринами с двойными стеклами и упругим уплотнением дверей.

Кроме того, для создания комфортных для шума условий на уровне человеческого роста, на территории станции вдоль всех проездов и

пешеходных дорожек высаживаются кустарниковые древесные насаждения и организуются соответствующие шумозащитных экранов.[4]

Также для снижения шума оборудования в источнике его образования в качестве дополнительных мероприятий можно: заменять ударные взаимодействия деталей безударными; демпфировать вибрации соударяющихся деталей путем сочленения их с материалами, имеющими большое внутреннее трение (резиной, изделиями из пластмасс, пробкой, битумными картонами, войлоком, асбестом и др.); уменьшить интенсивность шума от вибрирующих деталей, имеющих большие поверхности (корпуса редукторов, барабаны мельниц, кожуха турбин и т.д.), устройством упругих прокладок и пружин между деталями, передающими вибрацию; звукоизолирующей облицовкой внешней и внутренней поверхностей кожухов, барабанов и т.д.; заменять металлические детали изделиями из пластмасс или других незвучных материалов; производить тщательную балансировку роторов агрегатов и других вращающихся деталей для уменьшения динамических сил, возбуждающих вибрацию; предусматривать минимальные допуски при сборке агрегатов в целях уменьшения зазоров в сочленении деталей, тем самым уменьшить вибрацию или энергию соударений; не допускать завихрения газовых, пароводяных и воздушных струй в местах резкого расширения [падение давления с 0,2 МПа (2 кгс/см²) и более] и сужения или предусматривать специальные глушители шума; заменять по возможности подшипники качения подшипниками скольжения в случаях, когда преобладающим шумом агрегата является шум подшипников. [6]

При расчёте пропускной способности клапана необходимо было определить количество среды, которое можно сбросить через клапан в аварийной ситуации, и сравнить полученное значение с расходом сбрасываемой среды в аппарате, т.е. пропускная способность ПУ G должна быть не менее аварийного расхода среды G_a ($G \geq G_a$). Результат расчетов показал, что величина аварийного расхода ПВ-475-230-50 равна $G_a = 4,3$ кгс/см², т.е. выполняется условие $G \geq G_a$ и выбранный клапан обеспечивает защиту ПВД от превышения давления.

Согласно инструкции по обслуживанию предохранительных клапанов в турбинном цехе работоспособность клапанов проверяется раз в 6 месяцев. Запрещается эксплуатация ПВД при отсутствии или неисправности элементов защиты, регуляторов уровня. Опробование защиты производится с целью определения правильности, надежности и времени срабатывания защиты совместно с исполнительными органами (впускными и обратными клапанами, электрифицированными вентилями, задвижками и связанной с защитой сигнализации).

7. Экономическая часть дипломного проекта

7.1 Определение себестоимости отпуска электрической и тепловой энергии от ТЭЦ-2

Теплоэлектроцентраль (ТЭЦ) представляет собой комбинированное производство, выпускающее несколько видов продукции (электроэнергию, теплоту различных параметров, пар для промышленных потребителей) на базе комплексного использования топлива.[12] Согласно данным АО "Институт "КазНИПИЭнергопром" Алматинская ТЭЦ-2 обеспечивает более 30% суммарной тепловой нагрузки в зоне теплофикации АО "Алматинские Электрические станции" и выдает электроэнергию в объединенную энергосистему.

Себестоимость электрической и тепловой энергии является важнейшим экономическим показателем работы энергопредприятий и представляет собой совокупность затрат в денежном выражении овеществленного и живого труда в процессе производства на электростанциях, передачи и распределения энергии в сетях.[0]

Себестоимость энергии (при прочих равных условиях) на одной и той же электростанции не является постоянной, она будет постоянно изменяться в связи с перераспределением нагрузок между электростанциями энергосистемы, производимым по распоряжению диспетчерской службы и

изменением режима работы электростанции в соответствии с колебаниями уровня потребления электроэнергии в энергосистемах (себестоимость, следовательно и стоимость, будет наиболее высокой при работе электростанции в пиковом режиме и наиболее низкой при работе как базисной электростанции). [13]

К величине производственной себестоимости продукции ТЭЦ добавляются налоги и платежи, получается полная себестоимость продукции, на основе которой определяется тариф на отпуск электрической и тепловой энергии.

Таким образом, расчет себестоимости электрической и тепловой энергии необходим предприятию по следующим причинам: 1) себестоимость отпуска электрической и тепловой энергии является основой для определения цены на произведенную продукцию; 2) расчет себестоимости отпуска электрической и тепловой энергии используется для оценки эффективности и прибыльности работы предприятия.

7.2 Расчетная часть

7.2.1 Определение эксплуатационных затрат

В качестве исходных данных для расчетов берутся годовые объемы выработки электрической и тепловой энергии ($\mathcal{E}_e = 4350$ млн.кВтч и $Q_e = 4400,4$ тыс.Гкал соответственно) и удельные расходы условного топлива на выработку 1 кВтч электрической энергии ($b_{\mathcal{E}} = 360,7$ гут/кВтч) и 1 Гкал тепловой энергии ($b_T = 210,4$ кгут/Гкал).

Все эксплуатационные затраты по производству и реализации электрической и тепловой энергии группируются в следующие статьи:

- 1) амортизационные отчисления от капитальных вложений;
- 2) затраты на топливо;
- 3) затраты на воду для технологических целей;
- 4) заработная плата работникам электростанции;
- 5) затраты на текущий ремонт;
- 6) плата за выбросы;
- 7) прочие общестанционные расходы.

Для создания новых, а также расширения или реконструкции существующих предприятий требуются материальные, денежные и трудовые ресурсы. Они необходимы для проведения строительно-монтажных работ, приобретения технологического, установления транспортных связей, закупки

инвентаря и т.п. [12] Выраженные в денежной форме затраты материальных и трудовых ресурсов на воспроизводство основных фондов называются капитальными вложениями.

Основные производственные фонды представляют собой средства труда, участвующие в процессе производства длительное время и сохраняющие при этом свою натуральную форму. [20] Их стоимость переносится на себестоимость выпускаемой продукции частями, по мере утраты потребительской стоимости в виде амортизационных отчислений.

Значение капитальных вложений для ТЭЦ-2 будут составлять:

$$K = K_{\text{уд}} \cdot N_y = 540 \cdot 870 \cdot 10^6 = 469800 \text{ млн. тенге}, \quad (7.1)$$

где $K_{\text{уд}}$ – удельные капитальные вложения, величина которых зависит от мощности блоков, их количества, вида используемого топлива и экологических требований, для ТЭЦ-2 принимаем $K_{\text{уд}} = 1800$ \$/кВт (при переводе курса доллара к тенге $K_{\text{уд}} = 1800 \cdot 300 = 540$ тыс. тг).

N_y – установленная мощность электростанции, для ТЭЦ-2 $N_y = 870$ МВт.

Амортизационные отчисления (амортизационные расходы) — денежные суммы, соответствующие частям стоимости основных фондов (внеоборотных активов), постепенно переносимым, по мере их использования в производстве, на стоимость производимого с их помощью продукта. Начисляются по установленным нормам амортизации, как правило, в процентах к балансовой стоимости материальных и нематериальных внеоборотных активов. [17]

Норму амортизационных отчислений будем учитывать для всего предприятия, а не для каждого элемента в отдельности. Согласно методическим указаниям, для проведения укрупненных расчетов норму амортизационных отчислений принимают в размере 5-7% от величины капитальных вложений. Таким образом, величина амортизационных отчислений равна:

$$I_{\text{ао}} = 0,05 \cdot K = 0,05 \cdot 469800 = 23490 \text{ млн. тенге}. \quad (7.2)$$

Далее определим годовой расход топлива на выработку электрической и тепловой энергии:

$$B_{\text{э}} = \text{Э}_g \cdot b_{\text{э}} = 4350 \cdot 360,7 = 1569 \text{ тыс. тунт}, \quad (7.3)$$

$$B_{\text{т}} = Q_g \cdot b_{\text{т}} = 4400,4 \cdot 210,4 = 925,8 \text{ тыс. тунт}. \quad (7.4)$$

Итого расход условного топлива ТЭЦ-2 составляет:

$$B_y = B_{\text{э}} + B_{\text{т}} = 1569 + 925,8 = 2494,8 \text{ тыс. тунт}. \quad (7.5)$$

Для определения затрат на топливо полученные величины необходимо перевести в натуральное топливо, т.к. затраты на оплату топлива и его транспортировку осуществляются по натуральному топливу. Для этой задачи используется коэффициент перевода условного топлива в натуральное K_n (для экибастузского угля переводной коэффициент равен $K_n = 0,58$).

Тогда расход натурального топлива равен:

$$B_n = B_y : K_n = 2494,8 \div 0,58 = 4301,4 \text{ тыс. тнт}, \quad (7.6)$$

Затраты на транспорт 1 тнт (C_{mp}) твердого топлива составят:

$$C_{mp} = R \cdot (1.4 - 1.6) = 1500 \cdot 1,5 = 2250 \text{ тенге / тнт}, \quad (7.7)$$

где R – расстояние транспортировки угля от месторождения до станции, принимаем $R = 1500$ км.

Цена экибастузского угля, который используется в качестве основного топлива для энергетических и водогрейных котлов ТЭЦ-2, составляет в среднем 2200 тенге за тонну.

Годовые затраты электростанции на топливо определяются по формуле:

$$I_m = B_n \cdot (C_m + C_{mp}) = 4301,4 \cdot (2200 + 2250) = 19141,23 \text{ млн. тенге}. \quad (7.8)$$

Основными водопользователями на тепловой электростанции являются конденсаторы паровых турбин. Кроме них на электростанциях имеется целый ряд значительно более мелких установок и теплообменных аппаратов, к которым подводится охлаждающая вода: воздухоохладители или газоохладители генераторов, воздухоохладители питательных электронасосов и возбuditелей генераторов, маслоохладители систем смазки механизмов, а также установки для гидрозолоудаления.

Плата на воду для тепловых электростанций могут достигать величины 1,8 тенге/кВтч.

Затраты на воду, используемую для технологических целей, составляют:

$$I_v = \mathcal{E}_{\text{выр}} \cdot 1,8 = 4350 \cdot 1,8 = 7830 \text{ млн. тенге}. \quad (7.9)$$

К промышленно-производственному персоналу (ППП), занятого в процессе производства продукции и его обслуживания относятся все работники основных, вспомогательных, подсобных и обслуживающих цехов; научно — исследовательских, конструкторских организаций и лабораторий, находящихся на балансе предприятия; заводоуправления со всеми отделами и службами, а также служб, занятых капитальным и текущим ремонтом оборудования и транспортных средств своего предприятия. [22]

Для того, чтобы определить затраты на заработную плату промышленно-производственного персонала (ППП) ТЭЦ, необходимо знать его численность и величину среднегодовой основной заработной платы на одного работающего.

Одним из методов определения численности ППП является определение численности ППП через штатный коэффициент, показывающий, какое количество работников приходится на 1 МВт установленной электрической мощности станции.

Согласно методическим данным можно принимать усредненное значение штатного коэффициента $K_{ш}$ для ТЭЦ с установленной мощностью более 500 МВт – 1,3 – 1,5 чел/МВт.

Установленная мощность Алматинской ТЭЦ-2 после её расширения равна 870 МВт. Следовательно, численность персонала станции составит:

$$ЧП = K_{ш} \cdot N_y = 1,5 \cdot 870 = 1305 \text{ чел.} \quad (7.10)$$

Фонд оплаты труда является составляющей частью себестоимости продукции ТЭЦ и определяется следующим образом:

$$I_{зн} = I_{зно} + I_{знд} + I_{зпн} = 1305 + 130,5 + 301,4 = 1736,9 \text{ млн. тенге,} \quad (7.11)$$

где $I_{зно}$ – среднегодовая основная заработная плата работников предприятия; удельный фонд заработной платы принимаем в размере 1000 тыс. тенге;

$I_{знд}$ – дополнительная заработная плата; берется в размере 10-15% от значения среднегодовой основной заработной платы;

$I_{зпн}$ – начисления на заработную плату (социальный налог и отчисления в пенсионный фонд); принимаются в размере 21% от суммы $I_{зно}$ и $I_{знд}$.

Следующей составляющей себестоимости электрической и тепловой энергии являются затраты на проведение текущего ремонта оборудования электростанции, включая передаточные устройства, внутрицеховые транспортные средства, затраты на технический осмотр и издержки на вспомогательные материалы (обтирочные и смазочные материалы).

Затраты на проведение текущего ремонта будут составлять 15% от $I_{ао}$:

$$I_{рем} = 0,15 \cdot I_{ао} = 0,15 \cdot 26100 = 3523,5 \text{ млн. тенге} \quad (7.12)$$

С промышленных предприятий, деятельность которых оказывает негативное воздействие на окружающую среду, взимается плата за эмиссии в окружающую среду, т.к. данные предприятия являются природопользователями, осуществляющие следующие виды воздействия на окружающую природную среду:

- выброс в атмосферу загрязняющих веществ от стационарных и передвижных источников;
- сброс загрязняющих веществ в поверхностные и подземные водные объекты;
- размещение отходов.

Согласно Налоговому кодексу РК объектом обложения является фактический объем эмиссий в окружающую среду в пределах и (или) сверх установленных нормативов эмиссий в окружающую среду:

- 1) выбросов загрязняющих веществ;
- 2) сбросов загрязняющих веществ;
- 3) размещенных отходов производства и потребления. [15]

Величина платы за выбросы при сжигании Экибастузского угля находится в пределах 150-180 тенге за тнт:

$$I_{выб} = 180 \cdot B_n = 180 \cdot 4301,4 = 774,25 \text{ млн. тенге} \quad (7.13)$$

Общестанционные расходы включают: а) затраты на основную и дополнительную заработную плату административно-управленческого

персонала, премии и начисления в фонд социального страхования; б) затраты на содержание, амортизацию и ремонт управленческих помещений и имеющегося оборудования, инвентаря, в) налоги и сборы; г) затраты на охрану, почтовые расходы и пр. [16]

Для укрупненных расчетов принимаем, что общестанционные расходы составляют 20% от суммы амортизационных затрат, заработной платы работникам станции и затрат на проведение текущего ремонта:

$$I_{\text{общ}} = 0,2 \cdot (I_{\text{ао}} + I_{\text{зн}} + I_{\text{мр}}) = 0,2 \cdot (23490 + 1736,9 + 3523,5) = 5750,08 \text{ млн.тг.} \quad (7.14)$$

Полная величина годовых эксплуатационных расходов определяется как сумма перечисленных затрат (таблица 7.1).

7.2.2 Расчет себестоимости отпуска энергии

При формировании тарифов на электрическую и тепловую энергию при их совместном производстве важное значение имеет обоснованное разнесение затрат между ними. Формирование тарифов на тепловую энергию крупных ТЭЦ зависит от величины доли топлива на выработку электроэнергии. [18]

Разнесение затрат на выработку электрической и тепловой энергии на основе физического метода осуществляется с помощью коэффициента, который показывает, какое количество топлива (в долях от единицы) израсходовано на отпуск электрической энергии:

$$K_p = \frac{B_э}{B_y} = \frac{1569}{2494,8} = 0,63 \quad (7.15)$$

Разница $(1 - K_p) = 0,37$ показывает долю расхода топлива на отпуск тепловой энергии.

Результаты разнесения затрат указаны в таблице 7.1.

Таблица 7.1 – Результаты расчётов

№	Составляющие затрат	И, всего, млн. тг	Иэ,эл.энергия млн.тг.	Ит, тепло, млн.тг.
---	---------------------	-------------------	--------------------------	-----------------------

1	Амортизационные отчисления	23490	14798,70	8691,30
2	Затраты на топливо	19141,23	12058,97	7082,26
3	Затраты на воду	7830	4932,90	2897,10
4	Заработная плата	1736,9	1094,25	642,65
5	Затраты на текущий ремонт	3523,5	2219,81	1303,70
6	Плата за выбросы	774,3	487,78	286,47
7	Общестанционные расходы	5750,08	3622,55	2127,53
	Итого	62245,96	39214,95	23031,01

Для определения себестоимости отпуска электрической и тепловой энергии необходимо рассчитать годовой отпуск электрической и тепловой энергии ТЭЦ-2.

Расход электрической энергии на собственные нужды электростанций обеспечивает необходимые условия функционирования электростанций в технологическом процессе выработки, преобразования и распределения электрической энергии. Поэтому при определении годового отпуска энергии необходимо учитывать расход электрической и тепловой энергии на собственные нужды ТЭЦ-2 (в размере 16% и 1% соответственно).

Годовой отпуск электрической энергии ТЭЦ-2 будет равен:

$$\mathcal{E}_{от} = \mathcal{E}_в \cdot (1 - \mathcal{E}_{сн}) = 4350 \cdot (1 - 0,16) = 3654 \text{ млн. кВтч}. \quad (7.16)$$

Годовой отпуск тепловой энергии ТЭЦ-2 будет равен:

$$Q_{от} = Q_в \cdot (1 - Q_{сн}) = 2316 \cdot (1 - 0,01) = 4356,4 \text{ тыс. Гкал}. \quad (7.17)$$

Таким образом, себестоимость отпуска электрической энергии равна:

$$S_э = \frac{I_m + I_в + I_{зн} + I_{ао} + I_p + I_{об} + I_{выб}}{\mathcal{E}_{от}} = \frac{39214,95}{3654} = 10,73 \text{ тенг е/кВт}. \quad (7.18)$$

Себестоимость отпуска тепловой энергии равна:

$$S_m = \frac{I_m + I_e + I_{zn} + I_{ao} + I_p + I_{об} + I_{выб}}{Q_{om}} = \frac{23031,01}{4356,4} = 5286,71 \text{ тенге/Гкал}. \quad (7.19)$$

7.3 Выводы по разделу

Исходя из формулы для определения себестоимости продукции, можно сказать, что себестоимость электрической или тепловой энергии – это стоимостная оценка используемых в процессе производства электрической или тепловой энергии топлива, сырья, материалов, основных средств, трудовых ресурсов, а также других затрат на ее производство и реализацию.

Расчеты показали, что при расширении существующей Алматинской ТЭЦ-2 до 870 МВт, себестоимость отпуска электрической и тепловой энергии будет составлять 10,73 тенге/кВтч и 5286,71 тенге/Гкал соответственно.

Группировка эксплуатационных затрат по экономическим элементам была необходима для определения общих потребностей предприятия в материальных и денежных ресурсах, т.е. для составления сметы производства.

Высокое значение доли амортизации характерно при вводе новых объектов с высокими капитальными затратами (установкой энергетических и водогрейных котлов и турбоагрегатов, а также строительство новых тепломагистралей от ТЭЦ-2 в районы нового строительства). Расширение действующей ТЭЦ-2 обеспечит теплоснабжением Алатауский район, на территории которого формируется крупная перспективная зона свысокой

плотностью тепловой нагрузки: зона размещения объектов Универсиады – 2017 года и объектов Программы «Доступное жилье-2020».

Так как на ТЭЦ-2 идёт комбинированное производство нескольких видов продукции на базе комплексного использования топлива, при расчётах был использован физический метод разнесения затрат между электрической и тепловой энергией, который состоит в распределении общего расхода топлива между производством теплоты и электрической энергии. Это объясняется тем, что для теплоэлектроцентралей наибольшими являются затраты по топливу. Этот способ разнесения затрат обеспечивает расчёт, который удобен и прост, но имеет и некоторые недостатки, одним из которых является условность показателя, пропорционально которому производится разделение затрат.

Одним из способов увеличения прибыли является снижение себестоимости продукции. Это достигается повышением эффективности производства, причем наиболее целесообразно техническое перевооружение на базе современной техники. Возможны и другие пути – реконструкция, модернизация, совершенствование организации производства. Чем ниже себестоимость и цена производства по сравнению с такими же показателями у конкурентов на рынке, тем выше прибыльность. [19]

Заключение

В данном дипломном проекте к установке были приняты две турбины типа Т-180/210-130, которые должны покрыть прогнозируемую теплофикационную нагрузку. В качестве энергетических котлов были выбраны Е-420-13,8-560КТ и Е-550-13,8-560КТ, также два водогрейных котла типа КВ-ГМ-210 для дополнительного нагрева прямой сетевой воды сверх нагрева в сетевых подогревателях паровой турбины в холодное время года.

Тепловой расчёт проводился для тепловой схемы турбины Т-180/210-130-1 ЛМЗ. Принятая схема регенеративного подогрева питательной воды состоит из четырех подогревателей низкого давления, деаэратора питательной воды, трех подогревателей высокого давления. Данные из теплового расчета в дальнейшем понадобились для выбора вспомогательного оборудования ТЭЦ.

В качестве специального вопроса был выбран тепловой расчет подогревателя высокого давления, который сводится к определению величины поверхности нагрева подогревателя и его конструктивных размеров. Подогреватели высокого давления предназначены для регенеративного подогрева питательной воды, они устанавливаются на напорной стороне питательных насосов между деаэратором и

парогенератором. Рассчитанная площадь подогревателя типа ПВ-775-265-13 незначительно отличается от реальных табличных значений.

Объективными причинами для проведения работ по реконструкции и модернизации оборудования электростанции могут служить их физическое и моральное устаревание. К основным видам работ, которые проводятся на станциях для восстановления работоспособности теплообменных аппаратов относятся очистка внутренней и наружной поверхностей теплообменных трубок, а также очистка и антикоррозионная обработка трубных досок и водяных камер; восстановление герметичности соединений трубок с трубными досками; заглушка вышедших из строя трубок, а также их замена при капитальных ремонтах аппаратов.

Известно, что наиболее повреждаемым элементом теплообменных аппаратов ПТУ являются трубные системы аппаратов. Это означает, что при исчерпании аппаратом ресурса иногда достаточно заменить трубный пучок, оставив старый корпус и присоединительные линии по всем теплоносителям. Состояние трубной системы является в этом случае критерием для определения предельного состояния аппарата и, следовательно, срока его службы.

Экономичность турбоустановки в большой степени зависит от качества работы регенеративных подогревателей высокого давления, так как температура питательной воды за ПВД определяет удельный расход тепла. При замене трубного пучка увеличивается поверхность теплообмена в аппарате, что приводит к улучшению его тепловых и гидродинамических характеристик и оказывает влияние на экономичность работы турбоустановки в целом, т.е. повышаются начальные параметры пара, позволяя значительно уменьшить удельный расход топлива.

Список литературы

1. Сабазбеков Ж., Дипломный проект Реконструкция эжекторов ДСВ-800 и тепловой схемы деаэрационной установки подпитки теплосети Алматинской ТЭЦ – 2;
2. Интернет-ресурс: <http://adilet.zan.kz/rus/docs/V980000769> Об утверждении Правил по оформлению и применению нарядов-допусков при производстве работ в условиях повышенной опасности в организациях различной формы собственности и хозяйствования;
3. Интернет-ресурс: <http://ohrana-bgd.narod.ru/sosud1.html> Охрана труда в условиях повышенной опасности. Сосуды, работающие под давлением. Общие технические требования;
4. Дипломный проект. Модернизация Алматинской ТЭЦ - 2 путём изменения водно-химического режима системы подготовки подпиточной воды с целью повышения температуры сетевой воды до 140 – 145 °С;
5. Ф.Р. Жандаулетова, А.С. Бегимбетова. Безопасность жизнедеятельности. Методические указания к выполнению раздела «Защита от производственного шума» в выпускных работах для всех специальностей. Бакалавриат. – Алматы: АИЭС, 2009. – 34 с;

6. Интернет-ресурс: <http://www.gosthelp.ru/text/RD3403501Metodicheskieuka.html> Методические указания по классификации производственных помещений энергопредприятий по допустимым уровням шума;
7. Интернет-ресурс: <http://en-doc.ru/rd-34-40-508-85/9> Методические указания по эксплуатации поверхностных подогревателей турбоустановок ТЭС и АС;
8. ГОСТ 12.2.085-2002. Сосуды, работающие под давлением. Клапаны предохранительные требования безопасности;
9. ТЭО "Реконструкция и расширение Алматинской ТЭЦ-2 АО "АлЭС". III очередь" КНИГА 2. Том 2.2;
10. Интернет-ресурс: <http://bibliofond.ru/view.aspx?id=551711> Энергоблок с турбиной Т-180/210-130;
11. И.Б. Бахытжанов, В.О. Байбекова, К.С. Олжабаева. Тепловые электрические станции. Дипломное проектирование. Методические указания для студентов специальности 5В071700 – Теплоэнергетика. – Алматы: АУЭС, 2013. – 45 с.;
12. Интернет-ресурс: <http://lib.rosenergосervis.ru/ekonomika-elektroenergetiki.html?start=24> Росэнергосервис. Электронная библиотека по энергетике. Особенности расчета себестоимости электроэнергии и тепла на теплоэлектростанциях;
13. В. Н. Гонин. Экономическая оценка инвестиций. Учебное пособие для студентов направления 080100.62 – Экономика. – Забайкальский государственный университет, 2013 г.;
14. Инструкция по планированию, учету и калькулированию себестоимости электрической и тепловой энергии в энергосистемах и на электростанциях, затрат на передачу и распределение энергии в электрических и тепловых сетях. (2-й выпуск с учетом дополнительных указаний Минэнерго СССР от 17 февраля 1971 г. N ЦБ-6 и от 29 апреля 1971 г. N 26-6/4)
15. Налоговый кодекс РК. Другие обязательные платежи. Глава 71. Плата за эмиссии в окружающую среду;
16. Интернет-ресурс: <http://www.ai08.org/index.php/term/7-tehnicheskij-slovar-tom-vii,8073-obschestantsionnye-rashody.xhtml> Большая техническая энциклопедия. Общественные расходы;
17. Интернет-ресурс: <http://lopatnikov.pro/slovar/a/amortizacionnye-otchisleniya-amortizacionnye-rasxody/> Словарь Лопатникова. Общеэкономический и экономико-математический объяснительный словарь
18. О.А. Гайдай, Л.И. Лысенко. Анализ методов распределения комплексных затрат в комбинированном цикле ТЭЦ;
19. Интернет-ресурс: <http://lib.rosenergосervis.ru/ekonomika-elektroenergetiki.html?start=27> Росэнергосервис. Электронная библиотека по энергетике. Экономика электроэнергетики;

20. Т.В. Яркина. Основы экономики предприятия (Учебное пособие);
21. Грибков А.М. Тепловой расчет подогревателя высокого давления. Методические указания по курсовому проектированию. – Казань: Казан.гос.энерг.ун-т, 2004 г.;
22. Интернет-ресурс:
<http://www.grandars.ru/college/biznes/proizvodstvennyy-personal.html>
Управление персоналом. Промыленно-производственный персонал.